



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

NÁVRH DÍLENSKÉ SERVISNÍ PLOŠINY PRO PNEUMOBIL

SUGGESTION OF A WORKSHOP SERVICE PLATFORM FOR PNEUMOBIL

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Pavel Suchý

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. David Hloušek

BRNO 2020

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Pavel Suchý**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. David Hloušek**
Akademický rok: 2019/20

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Návrh dílenské servisní plošiny pro pneumobil

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Návrh mobilního zdvižného zařízení pro manipulaci při servisních pracích na pneumobilu s těmito technickými parametry:

- maximální výška zdvihu 1200 mm,
- délka stolu 2000 mm,
- šířka stolu 1000 mm,
- nosnost 400 kg,
- zdvih řešen pneumaticky.

Cíle bakalářské práce:

Rešeršní rozprava zahrnující obdobná zařízení a jejich srovnání.

Návrh konceptu na základě výchozích parametrů.

Funkční výpočet rámu a zdvihového mechanismu.

Pevnostní výpočet.

Výkres celkové sestavy.

Výkres podsestavy rámu.

Výkresy výrobní dokumentace.

Seznam doporučené literatury:

NEPRAŽ, František. Modelování systémů s hydraulickými mechanismy. 1. vydání. Brno: Bosch Rexroth, 2002. ISBN 8021421878.

LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 1. vyd. Úvaly: Albra, 2003. ISBN 8086490742.

POLÁK, Jaromír, Jiří PAVLISKA a Aleš SLÍVA. Dopravní a manipulační zařízení I. 1. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2001. ISBN 8024800438.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2019/20

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá návrhem mobilního nůžkového zvedáku na základě zadané výšky zdvihu, rozměrů desky stolu a nosnosti zvedáku. V první části se práce věnuje srovnání podobných zařízení. V druhé části se zabývá výpočtem působících sil ve zvedáku a návrhem jednotlivých částí zvedáku. Pro zdvih je vybrán pneumatický válec a navržen obvod zapojení. Na závěr jsou vypracovány výkresy dílčích částí a výkres sestavy.

KLÍČOVÁ SLOVA

Nůžkový zvedák, pneumobil, pneumatický pohon, dílenská plošina

ABSTRACT

The subject of this bachelor's thesis is a construction design of a mobile scissor lift based on lifting height, platform plate sizes and load capacity. The first part of this thesis studies a comparison of similar lifts. The second part of this thesis deals with a calculation of forces in the lift and a construction of partial components. The pneumatic cylinder is selected for the lifting and a pneumatic circuit is designed. Finally, the drawings of the assembly, drawings of the subassembly and drawing of the partial components are processed.

KEYWORDS

Scissor lift, pneumobil, pneumatic drives, workshop platform

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

SUCHÝ, Pavel. *Návrh dílenské servisní plošiny pro pneumobil*. Brno, 2020. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/124164>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 76 s. Vedoucí práce David Hloušek.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Davida Hlouška a s použitím informačních zdrojů uvedených v seznamu.

V Brně dne 26. června 2020

.....

Pavel Suchý

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji Ing. Davidovi Hlouškovi za cenné rady a podněty k mé bakalářské práci.

OBSAH

Úvod	11
1 Rešerše podobných zařízení.....	12
1.1 Nůžkový zvedák	12
1.1.1 Jednonůžkový zvedák.....	13
1.1.2 Vícenůžkový zvedák.....	13
1.1.3 Tandemový zvedák.....	14
1.1.4 Mobilní nůžkový zvedák	14
1.2 Sloupový zvedák.....	15
1.2.1 Jednosloupový zvedák.....	15
1.2.2 Dvousloupový zvedák	16
1.2.3 Čtyřsloupový zvedák	16
1.3 Pístový zvedák	17
1.3.1 Jednopístový zvedák.....	17
1.3.2 Dvoupístový zvedák	18
1.3.3 Čtyřpístový zvedák	18
1.4 Pohon zvedáků.....	18
1.4.1 Pneumatický pohon	18
1.4.2 Hydraulický pohon	19
1.4.3 Pohybový šroub	20
2 Definování úlohy	21
2.1 Koncept.....	21
2.2 Stanovené parametry.....	21
2.3 Zatížení	21
3 Výpočet	23
3.1 Klasifikace vazeb	23
3.2 Klasifikace členů.....	24
3.3 Kinematický rozbor	24
3.4 Úplné uvolnění soustavy.....	25
3.5 Statický rozbor.....	26
3.6 Sestavení rovnic statické rovnováhy.....	26
3.6.1 Těleso 2	27
3.6.2 Těleso 3	27
3.6.3 Těleso 4	28
3.6.4 Těleso 5	28
3.6.5 Těleso 6	29
3.7 Délkové a úhlové rozměry	29
3.8 Výpočet reakčních sil.....	31
3.9 Pevnostní výpočet těles.....	32
3.9.1 Těleso 2	33
3.9.2 Těleso 3	34
3.9.3 Těleso 4	37
3.9.4 Těleso 5	40
3.9.5 Těleso 6	42
3.10 Zapojení pneumatického obvodu	45

3.11	Zachycovací zařízení	46
3.11.1	Těleso 2	47
3.11.2	Těleso 3	47
3.11.3	Těleso 4	48
3.11.4	Těleso 5	48
3.11.5	Výpočet reakčních sil	48
3.11.6	Kontrola pevnostního výpočtu těles	49
3.12	Návrh čepů	55
3.12.1	Čep A	56
3.12.2	Čep B	57
3.12.3	Čep C	59
3.12.4	Čep D	60
3.12.5	Čep E	60
3.12.6	Čep G	61
3.12.7	Čep H	63
3.13	Kontrola stability	64
Závěr		65
Použité informační zdroje		66
Seznam použitých zkratk a symbolů		69
Seznam příloh		76

ÚVOD

Součástí Fakulty strojního inženýrství v Brně je tým studentů, který se účastní soutěží s vozidly poháněnými stlačeným vzduchem nazývaných pneumobil. Cílem projektu je navrhnout a postavit vozidlo na základě daných předpisů. Po schválení technické dokumentace odjíždí tým na závody, kde postaví své vozidlo proti konkurenčním týmům.

Pro efektivnější a komfortnější práci na montáži a úpravách pneumobilu by byl uvítán vlastní zvedák, který by bylo možné přemístit podle potřeby.

Na trhu se vyskytuje obrovské množství zvedáků, lišících se v typu konstrukce, pohonu, nosnosti a dalších. Tato práce se zabývá návrhem takového zvedáku, přizpůsobeného vlastním potřebám.

1 REŠERŠE PODOBNÝCH ZAŘÍZENÍ

Na trhu existuje mnoho variant zvedáků, které se liší zejména typem konstrukce a pohonem. Každá z variant poskytuje uživateli různé výhody, ale má i své nedostatky. Není proto vždy jednoduché, vybrat si variantu, která by uspokojila všechny požadavky. Z nejčastějších požadavků zákazníků vznikly základní typy konstrukce zvedáků, které jsou dále modifikovány.

Z pohledu konstrukce dělíme zvedáky zejména na:

- Nůžkové
- Sloupové
- Pístové

Z pohledu pohonu dělíme zvedáky na:

- Hydraulické
- Pneumatické
- S pohybovým šroubem

Typ konstrukce a pohon nejsou jedinými dělicími prvky zvedáků. Při výběru vhodného zvedáku hraje roli i jeho nosnost, která se pohybuje od stovek kilogramů až po zvedáky s mnohatunovou nosností pro těžká vozidla.

Dalším možným požadavkem je možnost přemístění zvedáku. Nevyrábí se tedy pouze stacionární zvedáky, ale jejich mobilní verze.

V zájmu ochrany zdraví jsou kvalitní zvedáky vybaveny řadou bezpečnostních prvků. Některé bezpečnostní prvky se snaží předcházet možné nehodě, jiné mají za úkol v případě poruchy na zařízení zabránit zranění obsluhy.

1.1 NŮŽKOVÝ ZVEDÁK

Nůžkový zvedák patří k jednomu ze základních typů konstrukce. Hlavním rozlišovacím znakem jsou páry nůžkových ramen. Dále se skládá ze spodního rámu, horního rámu a pohonu. Spodní rám stacionárního zvedáku je pevně připevněn pomocí chemické vazby nebo rozpěrných šroubů k podlaze. Podlaha musí být rovná a stabilní. Zvedák je možné zapustit do podlahy tak, aby horní rám byl ve stejné úrovni s podlahou. Tím nezabírá žádné místo v prostoru a zároveň není potřeba nájezdová rampa.

Používá se nejen jako servisní zvedák autodílen a pneuservisů, ale i k mezipatrové dopravě břemen, nakládání a vykládání břemen na rampách, údržbě a obsluze strojů, v průmyslu jako součást výrobních linek, řešení bezbariérového přístupu osob.

Nůžkové zvedáky zvedají vozidla za prahy nebo za kola.

Výhodou nůžkového zvedáku je snadný přístup ze všech bočních stran. Nevýhodou je omezený přístup pod zvedákem.[1]

1.1.1 JEDNONŮŽKOVÝ ZVEDÁK

Jedná se o nejjednodušší variantu nůžkového zvedáku.



Obr. 1 Jednonůžková plošina TL 1000[2]

1.1.2 VÍCENŮŽKOVÝ ZVEDÁK

Na rozdíl od jednonůžkového zvedáku se skládá z více párů nůžkových ramen řazených nad sebe. To umožňuje vyšší zdvih při zachování stejné zástavbové plochy jako u jednonůžkového zvedáku.



Obr. 2 Dvounůžková plošina TLD[3]

1.1.3 TANDEMOVÝ ZVEDÁK

Tandemový zvedák obsahuje více párů nůžkových ramen, které jsou na rozdíl od vícenůžkového zvedáku řazeny nikoliv nad sebou, ale za sebou. Je vhodný pro zvedání dlouhých a těžkých předmětů, nebo jako velkoplošný pracovní stůl.



Obr. 3 Tandemová zdvihací plošina TASH[4]

1.1.4 MOBILNÍ NŮŽKOVÝ ZVEDÁK

Používá se zejména jako pracovní stůl, který umožňuje jednoduchou manipulaci předmětů mezi pracovišti, například výměna nástrojů, montáž, servis strojních zařízení, podávání a stohování součástí do výrobních strojů a ve skladech.

Mobilní varianta vícenůžkových zvedáků, doplněná o zábradlí a další bezpečnostní prvky, se za přísných bezpečnostních předpisů používá jako vysokozdvizná plošina, která obsluhuje umožňuje práci ve výškách.



Obr. 4 Mobilní nůžkový hydraulický zvedací stůl[5]

1.2 SLOUPOVÝ ZVEDÁK

Sloupový zvedák je charakteristický sloupy pevně ukotvenými pomocí chemické kotvy a závitových tyčí kolmo k rovné podlaze. Dále se skládá z patek, pohonu a nosných ramen, které se pohybují vertikálně po sloupech.

K výhodám sloupového zvedáku patří snadný přístup k prostoru pod zvedákem. Mezi nevýhody patří omezený přístup z bočních stran v místě sloupu. Na rozdíl od nůžkového zvedáku nelze sloupový zvedák skrýt do podlahy, sloupy vždy zabírají místo v prostoru, což patří mezi hlavní nevýhody.

Je používán zejména v autoservisech a pneuservisech. Automobily jsou zvedány za prahy pomocí patek na nosných ramenech.[6]

1.2.1 JEDNOSLOUPOVÝ ZVEDÁK

Skládá se z jednoho sloupu, umožňuje pohodlný přístup ze všech stran, pouze na straně sloupu je přístup poněkud omezen. Maximální nosnost se pohybuje do 3 tun.

Jednosloupové zvedáky se vyrábějí i jako mobilní.



Obr. 5 Jednosloupový zvedák Golemtech[7]

1.2.2 DVOUSLOUPOVÝ ZVEDÁK

Skládá se ze dvou sloupů, díky tomu má vyšší nosnost a stabilitu než jednosloupový zvedák. Je nejčastěji používaným typem sloupových zvedáků. Vzhledem ke konstrukci zvedáku je vhodné, aby těžiště zvedaného automobilu bylo co nejbližší sloupům.



Obr. 6 Dvousloupový zvedák STD-5145X[8]

1.2.3 ČTYŘSLOUPOVÝ ZVEDÁK

Využívá se ke zdvihu těžkých automobilů, k seřízení geometrie nebo může být využit k efektivnějšímu parkování, kdy je možné zaparkovat další automobil pod vozidlo na zvedáku.



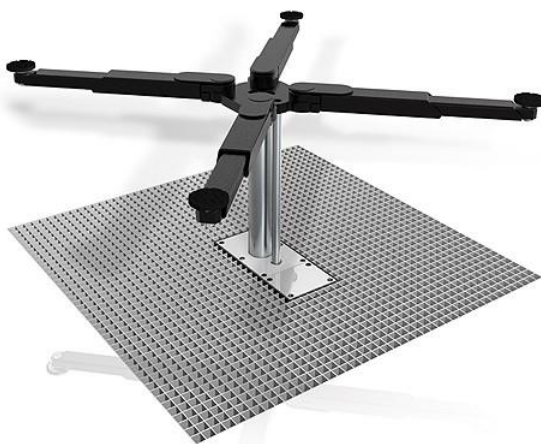
Obr. 7 Čtyřsloupový zvedák Ravaglioli 5t[9]

1.3 PÍSTOVÝ ZVEDÁK

Charakteristickým znakem pístových zvedáků je hydraulický nebo pneumatický píst, který vysouváním pístní tyče zvedá nosná ramena s vozidlem. Díky zabudování instalační kazety do podlahy nezabírají pístové zvedáky žádné místo v prostoru dílny.

1.3.1 JEDNOPÍSTOVÝ ZVEDÁK

Skládá se z jednoho pístu, který zvedá celou váhu vozidla. K optimálnímu zatížení zvedáku dochází, pokud se těžiště vozidla nachází ve středu příčného průřezu pístu.



Obr. 8 Jednopístový zvedák Herrmann classic-lift 1.35 X[10]

Díky jednoduché konstrukci a malým rozměrům se používají i jako přemístitelné zvedáky pro zdvih části vozidla. Běžně se používají při domácí údržbě vozidel.



Obr. 9 Hydraulický zvedák pístový 15t[11]

1.3.2 DVOUPÍSTOVÝ ZVEDÁK

Díky dvěma pístům mají dvoupístové zvedáky na rozdíl od jednopístových vyšší nosnost. Dalším parametrem dvoupístových zvedáků je rozteč pístů.[12]



Obr. 10 Dvoupístový zvedák Ravaglioli RAV1125[13]

1.3.3 ČTYŘPÍSTOVÝ ZVEDÁK

Používají se pro zvedání těžkých vozů, díky vysoké nosnosti, kterou zajišťují čtyři písty.



Obr. 11 Čtyřpístový zvedák VS SQUARE II 6.5 VAN[14]

1.4 POHON ZVEDÁKŮ

Ani druh pohonu není u všech zvedáků stejný. Liší se konstrukcí a způsobem vyvinutí síly potřebné k samotnému zdvihu.

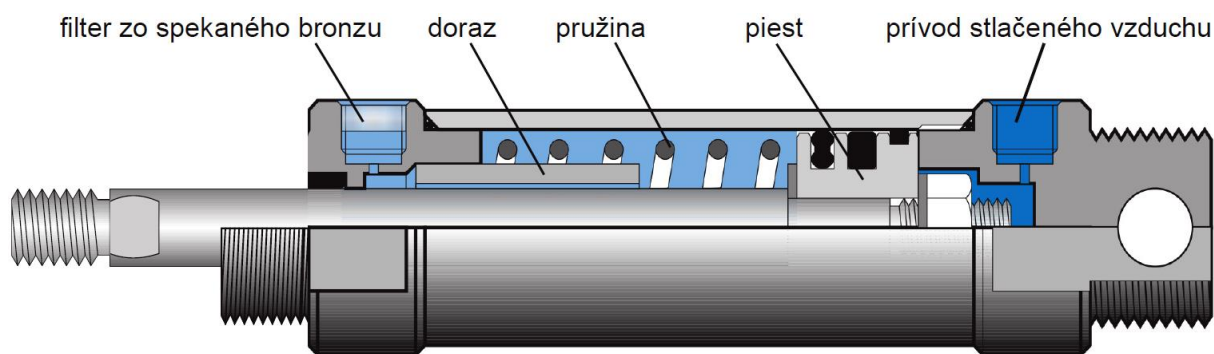
1.4.1 PNEUMATICKÝ POHON

Zdvih obvykle zajišťuje lineární pneumatický válec, plněný vzduchem z kompresoru, který vytváří tlak na pístnici. Vysouváním pístní tyče z válce dochází ke zdvihu. Provozní tlak se pohybuje v rozmezí 1 – 10 barů.

Lineární pneumatické válce se dělí na jednočinné a dvojčinné.

Jednočinné válce mají přívod vzduchu pouze z jedné strany. Zpětný pohyb je realizován vypouštěním vzduchu z válce a současným působením pružiny na píst.

Dvojčinné pneumatické válce mají přívod vzduchu na obou stranách válce. Pohyb v obou směrech způsobuje tlak vzduchu na pístnici. Při zasouvání pístní tyče vyvine vzduch o stejném tlaku na píst menší sílu z důvodu zmenšení plochy pístu o plochu průřezu pístní tyče.[15]



Obr. 12 Jednočinný válec[16]

1.4.2 HYDRAULICKÝ POHON

Hydraulický lineární pohon je podobný pneumatickému. Na rozdíl od pneumatického pohonu je hydraulický válec místo vzduchu plněn hydraulickou kapalinou, kterou do válce dopravuje hydraulické čerpadlo. Také se vyrábějí v jednočinné a dvojčinné verzi. Oproti pneumatickým válcům pracují s vyšším tlakem v řádu desítek až stovek barů.[17]



Obr. 13 Dvojčinný hydraulický válec[18]

1.4.3 POHYBOVÝ ŠROUB

Rotací pohybového šroubu dochází k lineárnímu pohybu matice ve směru osy šroubu. Matice je spojena s pohyblivou částí zvedáku, čímž dochází ke zdvihu. Pohybové šrouby se vyrábí jako jednochodé nebo vícechodé s různým typem závitu – například rovnoramenný lichoběžníkový závit, nerovnoramenný lichoběžníkový závit, čtvercový závit.[19]



Obr. 14 Pohybový šroub[20]

2 DEFINOVÁNÍ ÚLOHY

2.1 KONCEPT

Cílem práce je navrhnout mobilní nůžkový zvedák dle zadaných parametrů s použitím normy ČSN EN 1493. S ohledem na dané parametry se zvedák skládá z rovné plechové desky, připevněné k hornímu rámu. K rámu jsou přivařena kovová oka k možnosti zafixování polohy pneumobilu na zvedáku. Vzhledem k rozměrům zvedáku a výšce zdvihu je dostatečný jednonůžkový zvedák. K spodnímu rámu jsou připevněna kolečka umožňující přemístění zvedáku. Součástí otočných koleček jsou brzdy, které zabrání neúmyslnému pohybu zvedáku. Dále jsou ke spodnímu rámu připevněny dva pneumatické lineární válce, které zajišťují samotný zdvih zvedáku.

2.2 STANOVENÉ PARAMETRY

Maximální výška zdvihu:	1200 mm
Délka stolu:	2000 mm
Šířka stolu:	1000 mm
Nosnost:	400 kg
Zdvih:	pneumatický

2.3 ZATÍŽENÍ

Norma ČSN EN 1493 určuje způsob rozložení silového zatížení zvedáku od vozidel.

Kombinace zatížení A1, A2.

Pro plošinové zvedáky určuje odstavec 5.7.4.3. rozložení jmenovitého zatížení v rozích obdélníku o rozměrech 100 cm (šířka) x 140 cm (délka) v maximální délce plošiny a při nejnepríznivějších podmínkách. Rozložení zatížení v obou směrech mezi nosnými místy musí být v poměru 2:3 a 3:2.[21]

$$P = 400 \text{ kg}$$

$$m_Z = 150 \text{ kg}$$

$$g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

$$F_L = \frac{2}{5} \cdot \frac{1}{2} \cdot g \cdot (P + m_Z) = 1079,1 \text{ N} \quad (1)$$

$$F_P = \frac{3}{5} \cdot \frac{1}{2} \cdot g \cdot (P + m_Z) = 1618,65 \text{ N} \quad (2)$$

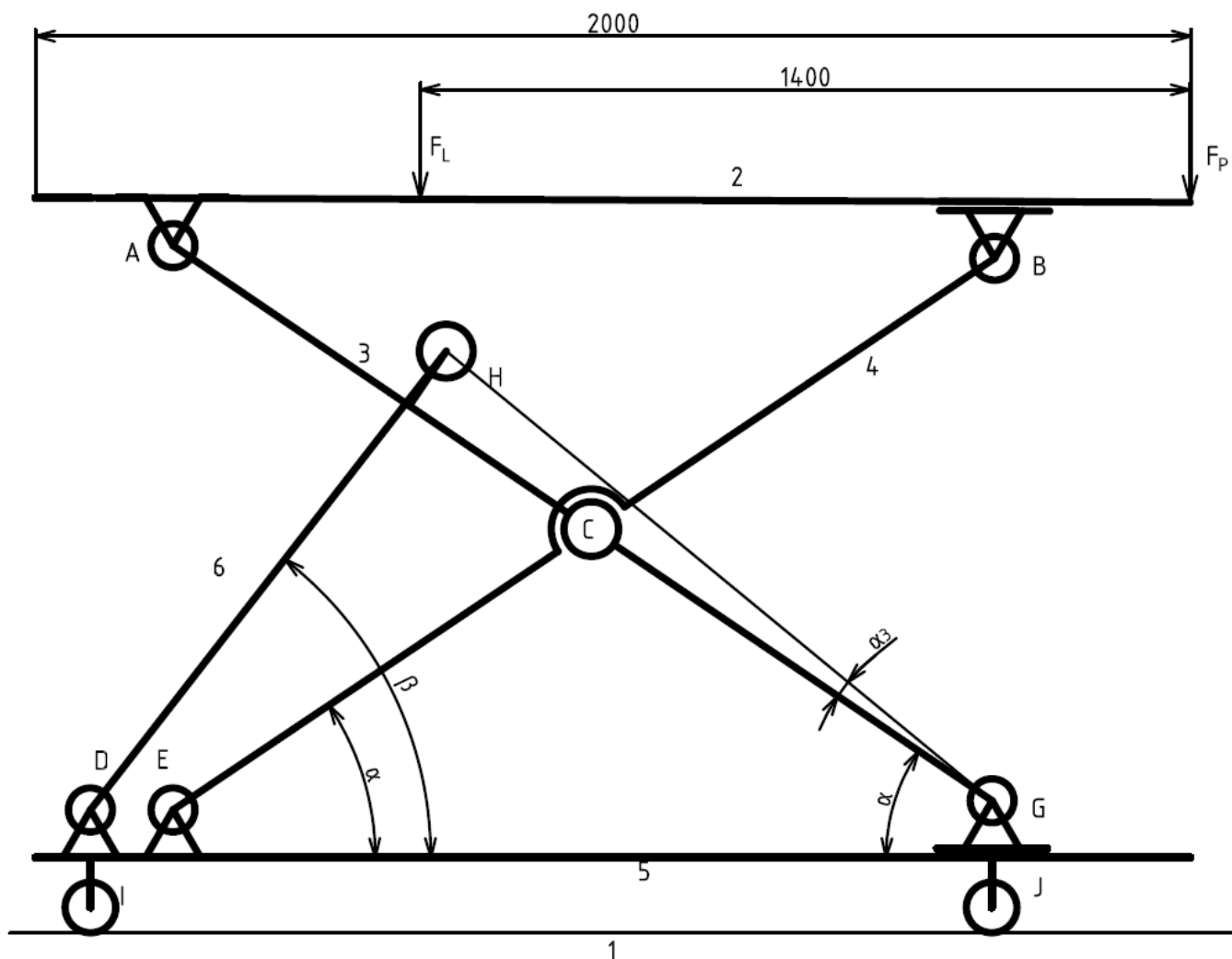
Kde: P Jmenovitá nosnost

m_z Předpokládaná hmotnost zvedáku

Síly F_L a F_P jsou spočítány pro poměr 2:3. Pro poměr 3:2 vyjdou hodnoty obráceně. Každá dvojice ramen bude přenášet polovinu váhy, proto jsou síly F_L a F_P počítány z poloviny celkové hmotnosti.

3 VÝPOČET

Protože jsou konstrukce zvedáku i jeho zatížení podle roviny symetrické, je úloha řešena jako rovinná.



Obr. 15 Schéma zvedáku

3.1 KLASIFIKACE VAZEB

Rotační vazba:

- odebírá dva stupně volnosti
- A, C, D, E, H, J

Obecná vazba:

- Odebírá jeden stupeň volnosti
- B, G, I

Zdvih, nebo spouštění zvedáku je povoleno pouze při zabrzděných manipulačních kolech, proto je vazba J volena jako rotační.

3.2 KLASIFIKACE ČLENŮ

- Těleso 1: základní těleso (vodorovná podlaha)
Těleso 2: binární zatížený člen
Těleso 3: vícenásobný nezatížený člen
Těleso 4: ternární nezatížený člen
Těleso 5: vícenásobný nezatížený člen
Těleso 6: binární nezatížený člen (náhrada pneumatického válce)

3.3 KINEMATICKÝ ROZBOR

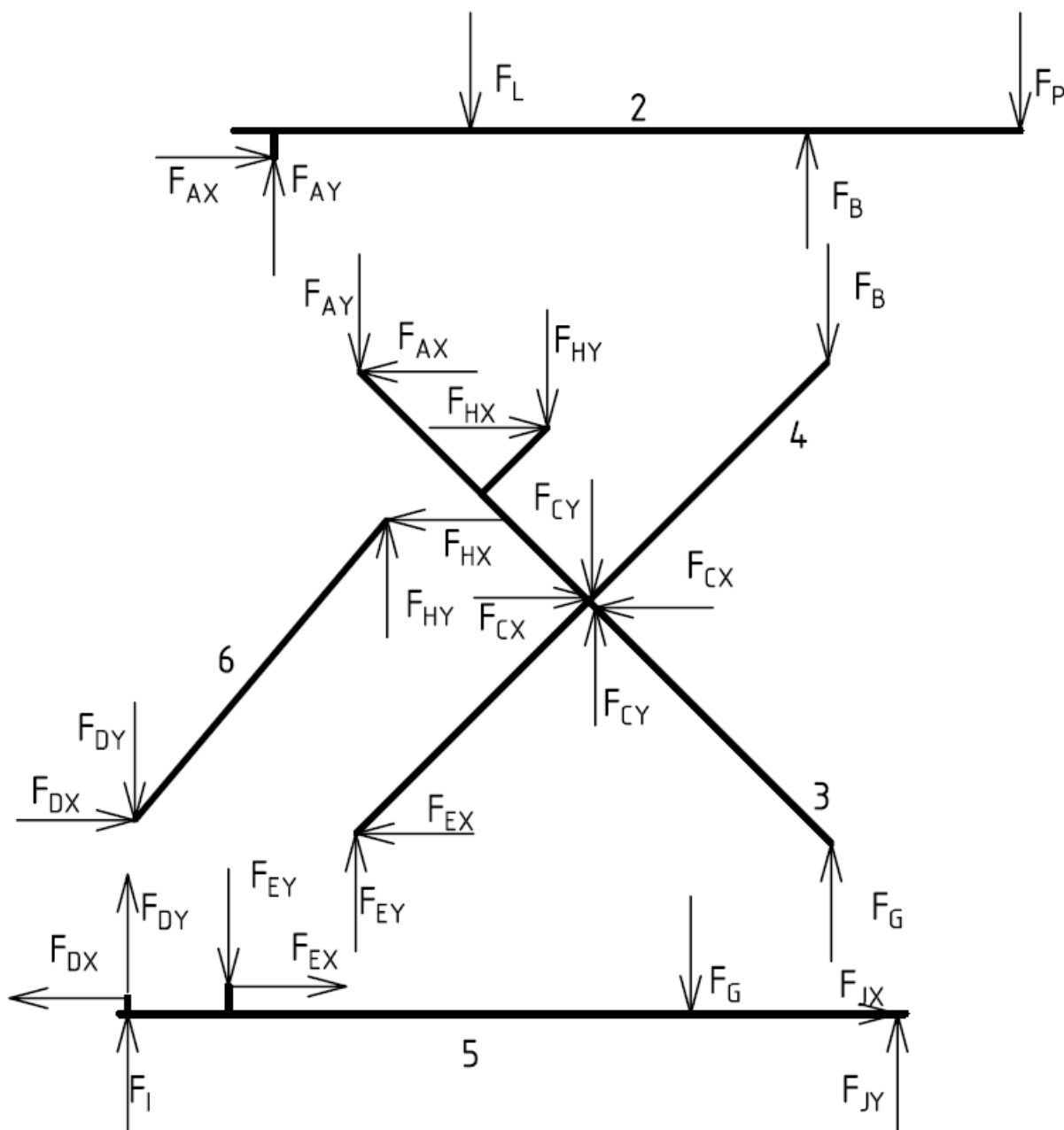
$$i = (n - 1)i_v - \left(\sum \xi - \eta \right) = (6 - 1) \cdot 3 - (6 \cdot 2 + 3 \cdot 1 - 0) = 0 \quad (3)$$

- kde je i počet stupňů volnosti soustavy
 i_v počet stupňů volnosti volného tělesa
 n počet těles včetně základního
 η počet omezených deformačních parametrů
 ξ počet stupňů volnosti odebraných vazbou

Z rovnice plyne nulová pohyblivost soustavy[22]. Je to způsobeno náhradou pneumatického válce binárním členem.

3.4 ÚPLNÉ UVOLNĚNÍ SOUSTAVY

Každá vazba je nahrazena ekvivalentní kombinací sil. Obecná vazba je nahrazena jednou silou, rotační vazba jednou silou v ose X a jednou silou v ose Y.



Obr. 16 Uvolnění soustavy těles

3.5 STATICKÝ ROZBOR

$$\pi = \{F_P, F_L\}$$

$$\pi_R = \{F_{AX}, F_{AY}, F_B, F_{CX}, F_{CY}, F_{DX}, F_{DY}, F_{EX}, F_{EY}, F_G, F_{HX}, F_{HY}, F_I, F_{JX}, F_{JY}\}$$

$$NP = \{F_{AX}, F_{AY}, F_B, F_{CX}, F_{CY}, F_{DX}, F_{DY}, F_{EX}, F_{EY}, F_G, F_{HX}, F_{HY}, F_I, F_{JX}, F_{JY}\}$$

$$\mu_F = 15$$

$$\mu_M = 0$$

$$v_F = 10$$

$$v_M = 5$$

kde je π množina úplně zadaných silových prvků

π_R množina neúplně zadaných silových prvků

NP množina neznámých parametrů

μ_F počet neznámých sil

μ_M počet neznámých momentů

v_F počet použitelných statických silových podmínek

v_M počet použitelných statických momentových podmínek

Kontrola nutné podmínky statické určitosti:

$$\mu_F + \mu_M = v_F + v_M \quad (4)$$

$$15 + 0 = 10 + 5 \quad (5)$$

$$15 = 15 \quad (6)$$

$$\mu_M \leq v_M \quad (7)$$

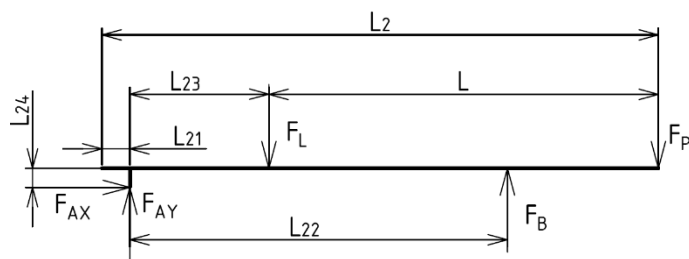
$$0 \leq 5 \quad (8)$$

Podmínka statické určitosti je splněna. Úloha je staticky určitá.[22]

3.6 SESTAVENÍ ROVNIC STATICKÉ ROVNOVÁHY

Pro každé těleso zvedáku lze sepsat tři rovnice statické rovnováhy. Dvě silové rovnice statické rovnováhy v ose X a Y a jednu momentovou. [22]

3.6.1 TĚLESO 2



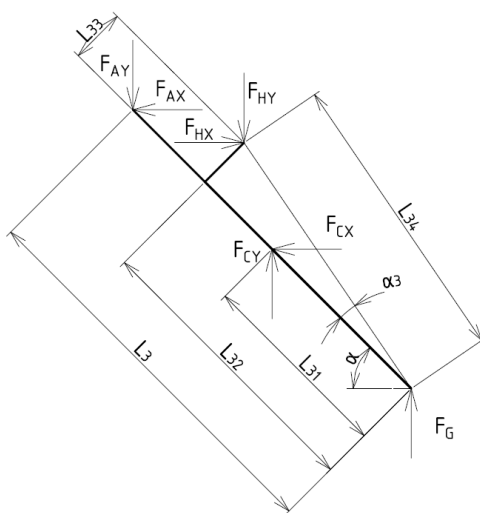
Obr. 17 Schéma působících sil na těleso 2 a jeho rozměry

$$\sum F_X = 0: F_{AX} = 0 \quad (9)$$

$$\sum F_Y = 0: F_{AY} - F_L + F_B - F_P = 0 \quad (10)$$

$$\sum M_A = 0: -F_L \cdot L_{23} + F_B \cdot L_{22} - F_P \cdot (L + L_{23}) = 0 \quad (11)$$

3.6.2 TĚLESO 3



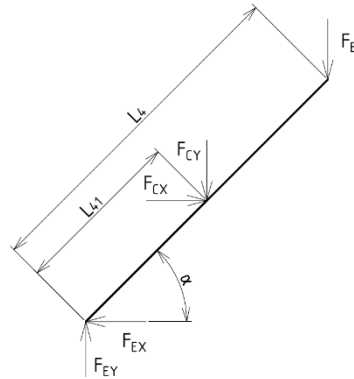
Obr. 18 Schéma působících sil na těleso 3 a jeho rozměry

$$\sum F_X = 0: -F_{AX} + F_{HX} - F_{CX} = 0 \quad (12)$$

$$\sum F_Y = 0: -F_{AY} - F_{HY} + F_{CY} + F_G = 0 \quad (13)$$

$$\sum M_G = 0: -F_{CY} \cdot L_{31} \cdot \cos \alpha + F_{HY} \cdot L_{34} \cdot \cos(\alpha + \alpha_3) + F_{AY} \cdot L_3 \cdot \cos \alpha + F_{CX} \cdot L_{31} \cdot \sin \alpha - F_{HX} \cdot L_{34} \cdot \sin(\alpha + \alpha_3) + F_{AX} \cdot L_3 \cdot \sin \alpha = 0 \quad (14)$$

3.6.3 TĚLESO 4



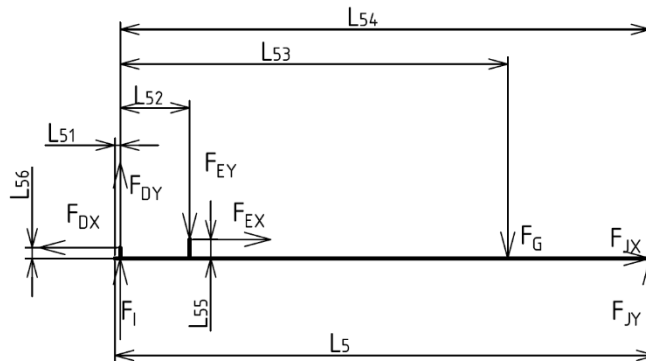
Obr. 19 Schéma působících sil na těleso 4 a jeho rozměry

$$\sum F_X = 0: -F_{EX} + F_{CX} = 0 \quad (15)$$

$$\sum F_Y = 0: F_{EY} - F_{CY} - F_B = 0 \quad (16)$$

$$\sum M_E = 0: -F_{CY} \cdot L_{41} \cdot \cos \alpha - F_B \cdot L_4 \cdot \cos \alpha - F_{CX} \cdot L_{41} \cdot \sin \alpha = 0 \quad (17)$$

3.6.4 TĚLESO 5



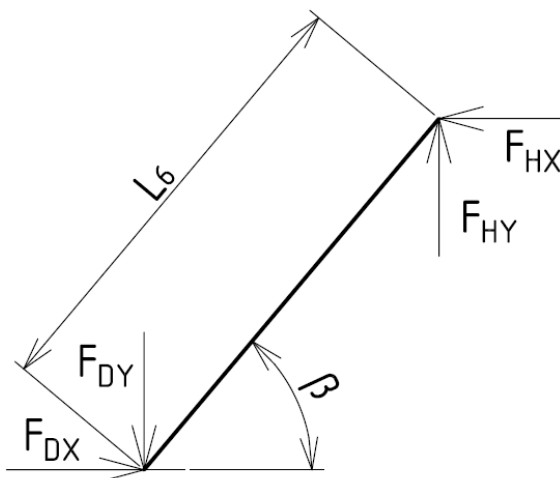
Obr. 20 Schéma působících sil na těleso 5 a jeho rozměry

$$\sum F_X = 0: F_{JX} - F_{DX} + F_{EX} = 0 \quad (18)$$

$$\sum F_Y = 0: F_I + F_{DY} - F_{EY} - F_G + F_{JY} = 0 \quad (19)$$

$$\sum M_I = 0: -F_{EY} \cdot L_{52} - F_G \cdot L_{53} + F_{JY} \cdot L_{54} + F_{DX} \cdot L_{56} - F_{EX} \cdot L_{55} = 0 \quad (20)$$

3.6.5 TĚLESO 6



Obr. 21 Schéma působících sil na těleso 6 a jeho rozměry

$$\sum F_X = 0: F_{DX} - F_{HX} = 0 \quad (21)$$

$$\sum F_Y = 0: -F_{DY} + F_{HY} = 0 \quad (22)$$

$$\sum M_D = 0: F_{HX} \cdot L_6 \cdot \sin(\beta) + F_{HY} \cdot L_6 \cdot \cos(\beta) = 0 \quad (23)$$

3.7 DÉLKOVÉ A ÚHLOVÉ ROZMĚRY

$$L = 1400 \text{ mm}$$

$$L_4 = 1700 \text{ mm}$$

$$L_2 = 2000 \text{ mm}$$

$$L_{41} = 850 \text{ mm}$$

$$L_{21} = 130 \text{ mm}$$

$$L_5 = 2000 \text{ mm}$$

$$L_{23} = 470 \text{ mm}$$

$$L_{51} = 55 \text{ mm}$$

$$L_{24} = 70 \text{ mm}$$

$$L_{52} = 75 \text{ mm}$$

$$L_3 = 1700 \text{ mm}$$

$$L_{54} = 1890 \text{ mm}$$

$$L_{31} = 850 \text{ mm}$$

$$L_{55} = 70 \text{ mm}$$

$$L_{32} = 1200 \text{ mm}$$

$$L_{56} = 50 \text{ mm}$$

$$L_{33} = 90 \text{ mm}$$

$$\alpha = 6,3 \div 31,21^\circ$$

$$L_{22} = L_3 \cdot \cos(\alpha) = 1689,73 \div 1453,97 \text{ mm} \quad (24)$$

$$L_{34} = \sqrt{L_{32}^2 + L_{33}^2} = 1203,37 \text{ mm} \quad (25)$$

3.8 VÝPOČET REAKČNÍCH SIL

Pro výpočet sil byla použita maticová metoda.

$$x = A^{-1} \cdot b \quad (33)$$

Kde

- x vektor neznámých sil
- A matice určená z rovnic statické rovnováhy
- b vektor pravých stran

Tabulka 1 Hodnoty reakčních sil

$F_L : F_P$	3:2		2:3	
α	6,3	31,21	6,3	31,21
F_{AX}	0,000	0,000	0,000	0,000
F_{AY}	1053,300	786,644	606,265	267,120
F_B	1644,450	1911,106	2091,485	2430,630
F_{CX}	8686,015	3566,089	8686,015	3566,089
F_{CY}	-4247,845	-5982,763	-5141,915	-7021,812
F_{DX}	8686,015	3566,089	8686,015	3566,089
F_{DY}	-3599,728	-4666,635	-3599,728	-4666,635
F_{EX}	8686,015	3566,089	8686,015	3566,089
F_{EY}	-2603,395	-4071,657	-3050,430	-4591,181
F_G	1701,417	2102,772	2148,452	2622,296
F_{HX}	8686,015	3566,089	8686,015	3566,089
F_{HY}	-3599,728	-4666,635	-3599,728	-4666,635
F_I	1120,494	1120,494	720,827	720,827
F_{JX}	0,000	0,000	0,000	0,000
F_{JY}	1577,256	1577,256	1976,923	1976,923
F_C	9669,076	6964,944	10093,867	7875,457
F_D	9402,388	5873,2	9402,388	5873,2
F_E	9067,774	5412,21	9206,084	5813,427
F_H	9402,388	5873,2	9402,388	5873,2

Číselné hodnoty počítány programem Mathcad Prime 3.1.

Výpočet síly F_C podle Pythagorovy věty:

$$F_C = \sqrt{F_{CX}^2 + F_{CY}^2} \quad (34)$$

Stejným způsobem jsou vypočteny síly F_D , F_E , F_H .

$$b := \begin{bmatrix} 0 \\ F_L + F_P \\ F_L \cdot L_{23} + F_P \cdot (L + L_{23}) \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad A := \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & L_{22} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -1 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 \\ L_3 \cdot \sin(\alpha) & L_3 \cdot \cos(\alpha) & 0 & L_{31} \cdot \sin(\alpha) & -L_{31} \cdot \cos(\alpha) & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -L_{34} \cdot \sin(\alpha + \alpha_3) & L_{34} \cdot \cos(\alpha + \alpha_3) & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -L_4 \cdot \cos(\alpha) & -L_{41} \cdot \sin(\alpha) & -L_{41} \cdot \cos(\alpha) & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -1 & -1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & L_{56} & 0 & -L_{55} & -L_{52} & -L_{53} & 0 & 0 & 0 & 0 & L_{54} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & L_6 \cdot \sin(\beta) & L_6 \cdot \cos(\beta) & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

Obr. 23 Vektor b a matice A v programu Mathcad Prime 3.1

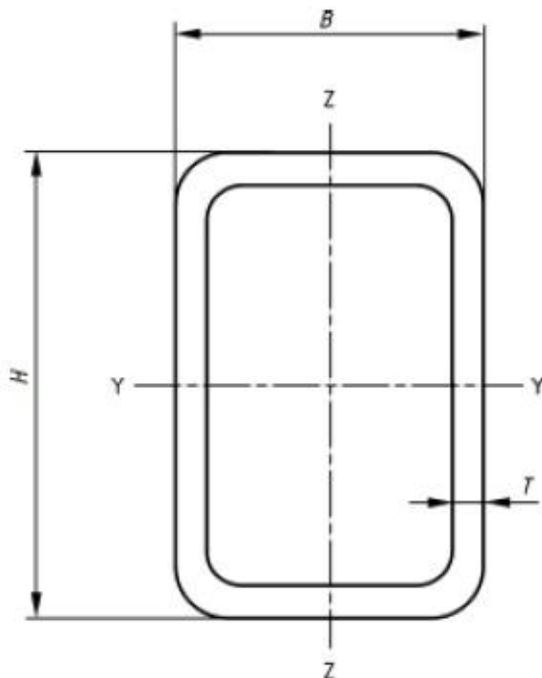
3.9 PEVNOSTNÍ VÝPOČET TĚLES

Tělesa 2 až 5 jsou obdélníkové jekly podle ČSN EN 10219-2 z materiálu S235JRH.

Norma ČSN EN 1493 pro tento materiál stanovuje dovolené napětí $\sigma_D = 157$ MPa.[21]

Rozměry jeklu, kvadratický moment a plocha průřezu jsou převzaty z katalogu Feron.[23]

Pevnostní výpočet každého tělesa je počítán pro horní a dolní polohu zvedáku, zatěžovaného silami F_L a F_P v poměrech 2:3 a 3:2. Hodnoty výsledných vnitřních účinků, normálového napětí a ohybového napětí jsou uvedeny v nejnejpříznivější poloze a zatížení.



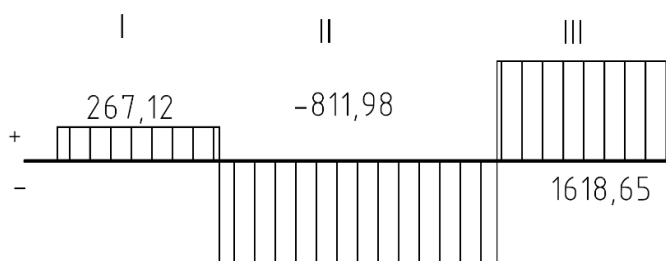
Obr. 24 Schéma profilu použitých jeklů[24]

3.9.1 TĚLESO 2

Napětí dosahuje nejvyšší hodnoty v horní poloze při poměru sil 2:3. Profil volen s ohledem k rozměrům koleček na ramenu 4.[25]

Normálová síla je ve všech intervalech nulová.

Posouvající síla:



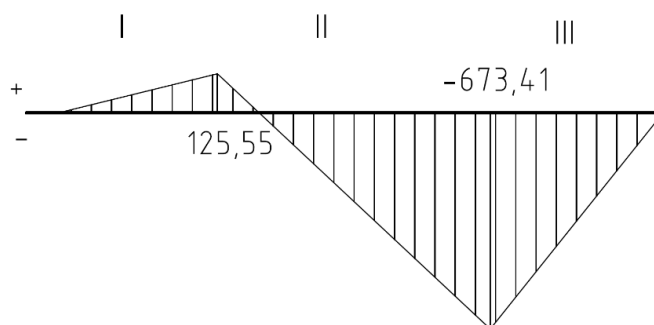
Obr. 25 Průběh posouvající síly tělesa 2

$$T_{2I} = F_{AY} = 267,12 \text{ N} \quad (35)$$

$$T_{2II} = F_{AY} - F_L = -811,98 \text{ N} \quad (36)$$

$$T_{2III} = F_{AY} - F_L + F_B = 1618,65 \text{ N} \quad (37)$$

Ohybový moment:



Obr. 26 Průběh ohybového momentu tělesa 2

$$M_{2A} = 0 \text{ Nm} \quad (38)$$

$$M_{2L} = F_{AY} \cdot L_{23} = 125,55 \text{ Nm} \quad (39)$$

$$M_{2B} = F_{AY} \cdot L_{22} - F_L \cdot (L_{22} - L_{23}) = -673,41 \text{ Nm} \quad (40)$$

$$M_{2P} = 0 \text{ Nm} \quad (41)$$

Profil:[23]

$$H_2 = 40 \text{ mm}, \quad B_2 = 100 \text{ mm}, \quad T_2 = 2 \text{ mm}, \quad J_{2y} = 156100 \text{ mm}^4$$

Kde: J_{2y} kvadratický moment k ose y

Ohybové napětí:

$$\sigma_2 = \frac{M_{2B}}{J_{2y}} \cdot \frac{H_2}{2} = -86,28 \text{ MPa} \quad (42)$$

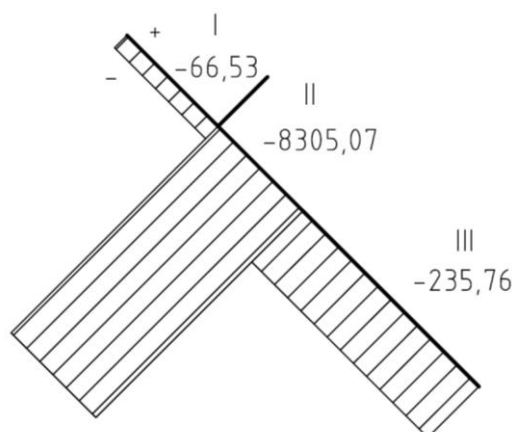
$$|\sigma_2| \leq \sigma_D \quad (43)$$

$$86,28 \leq 157 \quad (44)$$

3.9.2 TĚLESO 3

Napětí dosahuje nejvyšší hodnoty v dolní poloze při poměru sil 2:3.

Normálová síla:



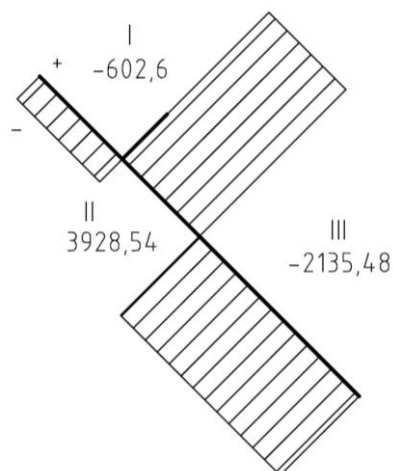
Obr. 27 Průběh normálové síly tělesa 3

$$N_{3I} = -F_{AY} \cdot \sin \alpha + F_{AX} \cdot \cos \alpha = -66,53 \text{ N} \quad (45)$$

$$N_{3II} = (-F_{AY} - F_{HY}) \cdot \sin \alpha + (F_{AX} - F_{HX}) \cdot \cos \alpha = -8305,07 \text{ N} \quad (46)$$

$$N_{3III} = (-F_{AY} + F_{CY} - F_{HY}) \cdot \sin \alpha + (F_{AX} + F_{CX} - F_{HX}) \cdot \cos \alpha = -235,76 \text{ N} \quad (47)$$

Posouvající síla:



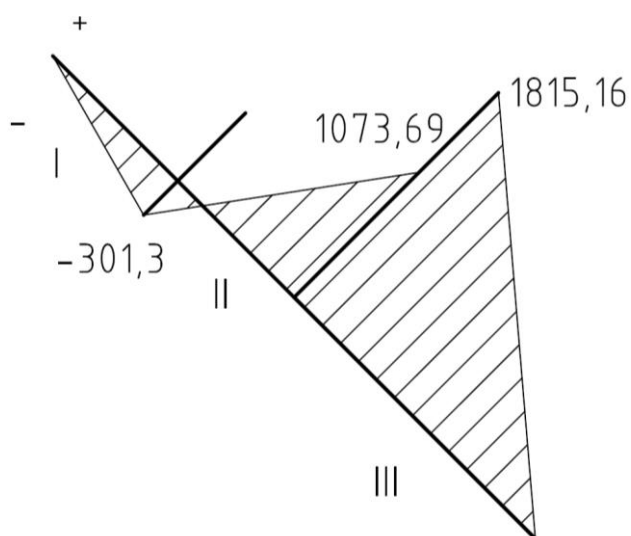
Obr. 28 Průběh posouvající síly tělesa 3

$$T_{3I} = -F_{AY} \cdot \cos \alpha - F_{AX} \cdot \sin \alpha = -602,6 \text{ N} \quad (48)$$

$$T_{3II} = (-F_{AY} - F_{HY}) \cdot \cos \alpha + (-F_{AX} + F_{HX}) \cdot \sin \alpha = 3928,54 \text{ N} \quad (49)$$

$$T_{3III} = (-F_{AY} + F_{CY} - F_{HY}) \cdot \cos \alpha + (-F_{AX} - F_{CX} + F_{HX}) \cdot \sin \alpha = -2135,48 \text{ N} \quad (50)$$

Ohybový moment:



Obr. 29 Průběh ohybového momentu tělesa 3

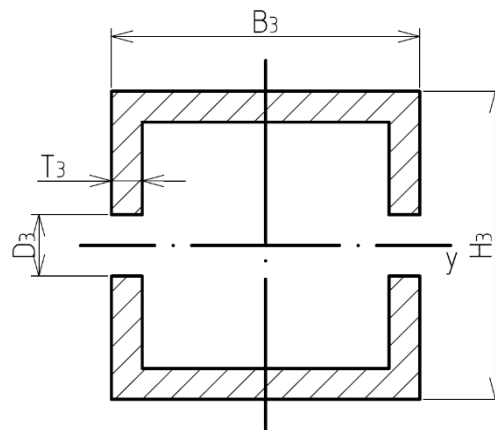
$$M_{3A} = 0 \text{ Nm} \quad (51)$$

$$M_{3H} = -F_{AX} \cdot (L_3 - L_{32}) \cdot \sin \alpha - F_{AY} \cdot (L_3 - L_{32}) \cdot \cos \alpha = -301,3 \text{ Nm} \quad (52)$$

$$M_{3C} = [-F_{AX} \cdot (L_3 - L_{31}) + F_{HX} \cdot (L_{32} - L_{31}) + F_{HY} \cdot L_{33}] \cdot \sin \alpha + [-F_{AY} \cdot (L_3 - L_{31}) + F_{HX} \cdot L_{33} - F_{HY} \cdot (L_{32} - L_{31})] \cdot \cos \alpha = 1815,16 \text{ Nm} \quad (53)$$

$$M_{3G} = 0 \text{ Nm} \quad (54)$$

Profil:[23]



Obr. 30 Průřez tělesa 3 v bodě C

$$H_3 = 80 \text{ mm}, \quad B_3 = 40 \text{ mm}, \quad T_3 = 6 \text{ mm}, \quad D_3 = 36 \text{ mm}$$

$$S_3 = 1203 \text{ mm}^2, \quad J_{3y} = 833200 \text{ mm}^4$$

Kde: S_3 plocha průřezu jeklu[23]

Napětí:

$$\sigma_{3N} = \frac{N_{3II}}{S_3 - 2 \cdot D_3 \cdot T_3} = -10,77 \text{ MPa} \quad (55)$$

$$J_{3yp} = J_{3y} - 2 \cdot \left(\frac{T_3 \cdot D_3^3}{12} \right) = 786544 \text{ mm}^4 \quad (56)$$

$$\sigma_{3M} = \frac{M_{3C}}{J_{3yp}} \cdot \frac{H_3}{2} = 92,31 \text{ MPa} \quad (57)$$

$$\sigma_3 = |\sigma_{3N}| + |\sigma_{3M}| = 103,08 \text{ MPa} \quad (58)$$

$$\sigma_3 \leq \sigma_D \quad (59)$$

$$103,08 \leq 157 \text{ MPa} \quad (60)$$

Kde J_{3yp} kvadratický moment k ose y profilu 3 v bodě C

σ_{3N} normálové napětí tělesa 3

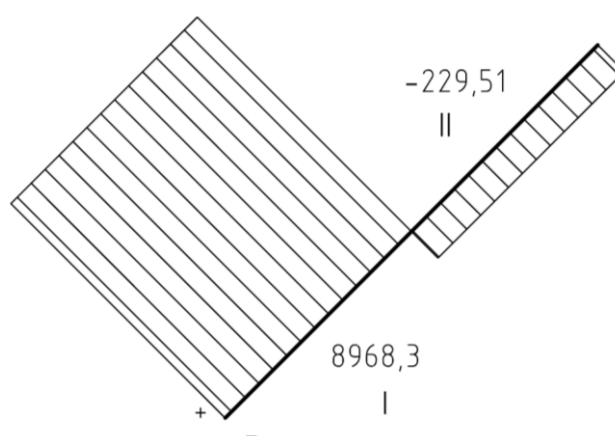
σ_{3M} ohybové napětí tělesa 3

σ_3 maximální napětí tělesa 3

3.9.3 TĚLESO 4

Napětí dosahuje nejvyšší hodnoty v dolní poloze při poměru sil 2:3.

Normálová síla:

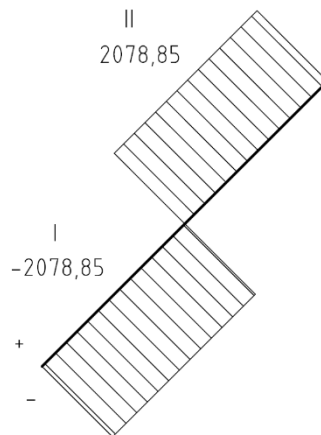


Obr. 31 Průběh normálové síly tělesa 4

$$N_{4I} = F_{EX} \cdot \cos \alpha - F_{EY} \cdot \sin \alpha = 8968,3 \text{ N} \quad (61)$$

$$N_{4II} = (F_{EX} - F_{CX}) \cdot \cos \alpha + (-F_{EY} + F_{CY}) \cdot \sin \alpha = -229,51 \text{ N} \quad (62)$$

Posouvající síla:

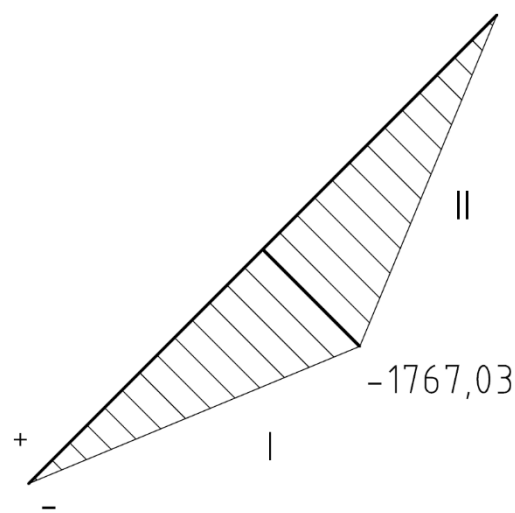


Obr. 32 Průběh posouvající síly tělesa 4

$$T_{4I} = F_{EX} \cdot \sin \alpha + F_{EY} \cdot \cos \alpha = -2078,85 \text{ N} \quad (63)$$

$$T_{4II} = (F_{EX} - F_{CX}) \cdot \sin \alpha + (F_{EY} - F_{CY}) \cdot \cos \alpha = 2078,85 \text{ N} \quad (64)$$

Ohybový moment:



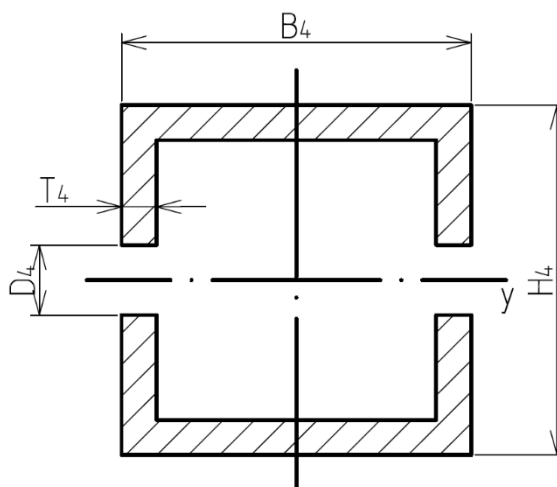
Obr. 33 Průběh ohybového momentu tělesa 4

$$M_{4E} = 0 \text{ Nm} \quad (65)$$

$$M_{4C} = F_{EX} \cdot \sin \alpha \cdot L_{41} + F_{EY} \cdot \cos \alpha \cdot L_{41} = -1767,03 \text{ Nm} \quad (66)$$

$$M_{4B} = 0 \text{ Nm} \quad (67)$$

Profil:[23]



Obr. 34 Průřez tělesa 4 v bodě C

$$H_4 = 80 \text{ mm}, \quad B_4 = 40 \text{ mm}, \quad T_4 = 6 \text{ mm}, \quad D_4 = 36 \text{ mm}$$

$$S_4 = 1203 \text{ mm}^2, \quad J_{4y} = 833200 \text{ mm}^4$$

Napětí:

$$\sigma_{4N} = \frac{N_{4I}}{S_4 - 2 \cdot D_4 \cdot T_4} = 11,63 \text{ MPa} \quad (68)$$

$$J_{4yp} = J_{4y} - 2 \cdot \left(\frac{T_4 \cdot D_4^3}{12} \right) = 786544 \text{ mm}^4 \quad (69)$$

$$\sigma_{4M} = \frac{M_{4C}}{J_{4yp}} \cdot \frac{H_4}{2} = -89,86 \text{ MPa} \quad (70)$$

$$\sigma_4 = |\sigma_{4N}| + |\sigma_{4M}| = 101,5 \text{ MPa} \quad (71)$$

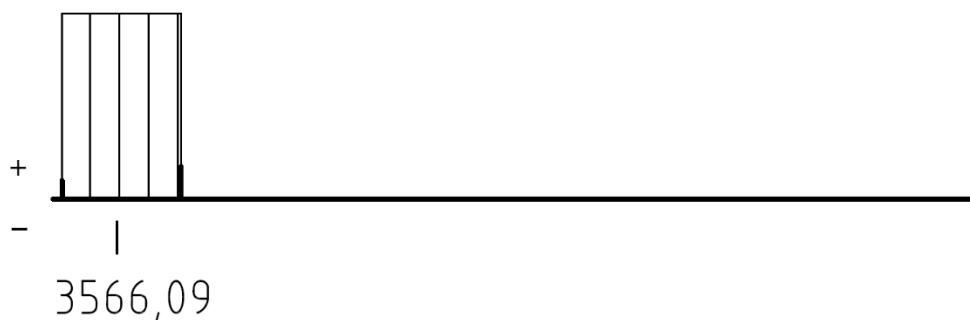
$$\sigma_4 \leq \sigma_D \quad (72)$$

$$101,5 \leq 157 \text{ MPa} \quad (73)$$

3.9.4 TĚLESO 5

Napětí dosahuje nejvyšší hodnoty v horní poloze při poměru sil 2:3. Profil volen s ohledem k připojovacím rozměrům pojezdových koleček.

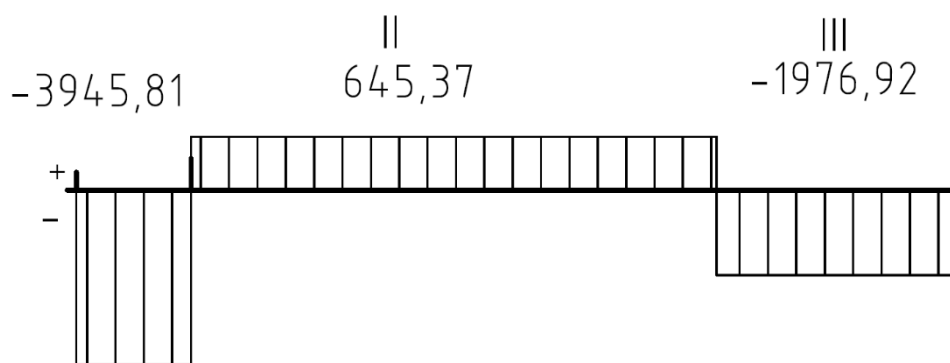
Normálová síla:



Obr. 35 Průběh normálové síly tělesa 5

$$N_{5I} = F_{DX} = 3566,09 \text{ N} \quad (74)$$

Posouvající síla:



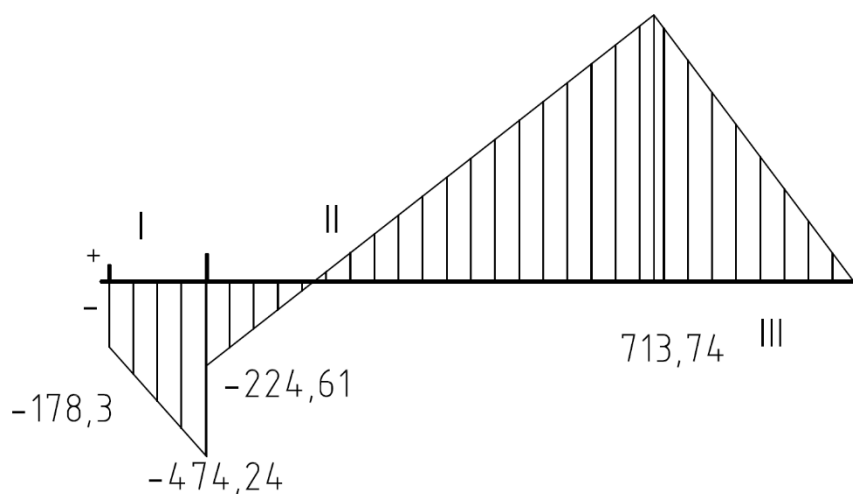
Obr. 36 Průběh posouvající síly tělesa 5

$$T_{5I} = F_{DY} + F_I = -3945,81 \text{ N} \quad (75)$$

$$T_{5II} = F_{DY} + F_I - F_{EY} = 645,37 \text{ N} \quad (76)$$

$$T_{5III} = F_{DY} + F_I - F_{EY} - F_G = -1976,92 \text{ N} \quad (77)$$

Ohybový moment:



Obr. 37 Průběh ohybového momentu tělesa 5

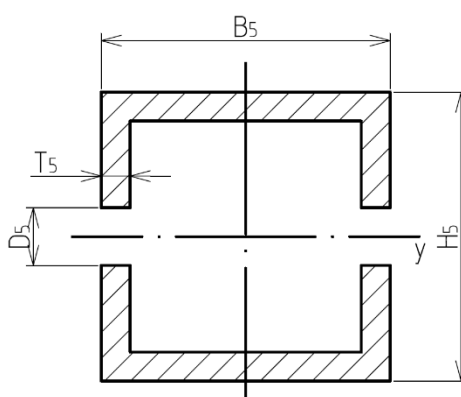
$$M_{5D} = -F_{DX} \cdot L_{56} = -178,3 \text{ Nm} \quad (78)$$

$$M_{5E} = F_{DY} \cdot L_{52} - F_{DX} \cdot L_{56} + F_I \cdot L_{52} = -474,24 \text{ Nm} \quad (79)$$

$$M_{5G} = F_{DY} \cdot L_{53} - F_{DX} \cdot L_{56} + F_I \cdot L_{53} - F_{EY} \cdot (L_{53} - L_{52}) + F_{EX} \cdot L_{55} = 713,74 \text{ Nm} \quad (80)$$

$$M_{5J} = 0 \text{ Nm} \quad (81)$$

Profil:[23]



Obr. 38 Průřez tělesa 5 v bodě G

$$H_5 = 40 \text{ mm}, \quad B_5 = 100 \text{ mm}, \quad T_5 = 4 \text{ mm}, \quad D_5 = 17,5 \text{ mm}$$

$$S_5 = 1015 \text{ mm}^2, \quad J_{5y} = 267200 \text{ mm}^4$$

Napětí:

$$J_{5yp} = J_{5y} - 2 \cdot \left(\frac{T_5 \cdot D_5^3}{12} \right) = 263630 \text{ mm}^4 \quad (82)$$

$$\sigma_{5M} = \frac{M_{5G}}{J_{5yp}} \cdot \frac{H_5}{2} = 54,15 \text{ MPa} \quad (83)$$

$$\sigma_{5M} \leq \sigma_D \quad (84)$$

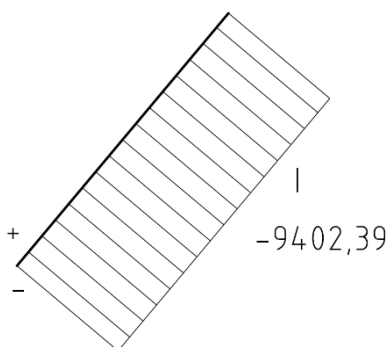
$$54,15 \leq 157 \quad (85)$$

3.9.5 TĚLESO 6

Těleso 6 zastupuje pneumatický válec. Podle normy ČSN EN 1493 musí pneumatický válec odolat trojnásobku maximálního tlaku.[21] Výrobce pneumatických válců Aventics uvádí maximální tlak na píst 1 MPa.[26] Při výpočtu bude tedy počítáno se třetinou, tedy 0,33 MPa.

Největší síla působí na píst v dolní poloze nezávisle na poměru zatěžujících sil.

Normálová síla:



Obr. 39 Průběh normálové síly tělesa 6

$$N_{6I} = -F_{DX} \cdot \sin \beta + F_{DY} \cdot \cos \beta = -9402,39 \text{ N} \quad (86)$$

Posouvající síla je nulová, ohybový moment taktéž.

Z rovnice pro výpočet tlaku plyne určení minimálního průměru válce:

$$p = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot D^2} = 0,33 \text{ MPa} \quad (87)$$

$$D_{6min} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_H}{\pi \cdot p}} = 190,47 \text{ mm} \quad (88)$$

Podle minimálního průměru válce zvolen válec Aventics R480627411.[26]



Obr. 40 Pneumatický válec Aventics R480627411[27]

Parametry válce:[26]

$D_6 = 200 \text{ mm}$ průměr válce

$d_6 = 40 \text{ mm}$ průměr pístní tyče

Materiál pístní tyče je specifikován pouze jako nerezavějící ocel. Mez kluzu je tedy pouze odhadována, a sice 275 MPa. S bezpečností 1,5, stejnou jako určuje norma ČSN EN 1493 jiným materiálům vychází mez kluzu na $Re_6 = 183 \text{ MPa}$.

Napětí na pístní tyči v dolní poloze:

$$S_6 = \frac{\pi \cdot d_6^2}{4} = 1256,64 \text{ mm}^2 \quad (89)$$

$$\sigma_{6N} = \frac{N_{6I}}{S_6} = -7,48 \text{ MPa} \quad (90)$$

$$\sigma_{6N} \leq Re_6 \quad (91)$$

$$7,48 \leq 183 \quad (92)$$

Kontrola vzpěru v horní poloze:[28]

$lk_6 = 904,63 \text{ mm}$ délka pro výpočet kritické síly

$\alpha_6 = \pi$ konstanta pro kloubové uložení na obou koncích

Kvadratický moment pístní tyče:

$$J_6 = \frac{\pi \cdot d_6^4}{64} = 125664 \text{ mm}^4 \quad (93)$$

Štíhlost pístní tyče:

$$\lambda_6 = \frac{lk_6}{\sqrt{\frac{J_6}{S_6}}} = 90,46 \quad (94)$$

Mezní hodnota štíhlosti:

$$\lambda_M = \alpha_6 \sqrt{\frac{E}{Re_6}} = 86,8 \quad (95)$$

$$\lambda_6 > \lambda_M \quad (96)$$

$$90,46 > 86,8 \quad (97)$$

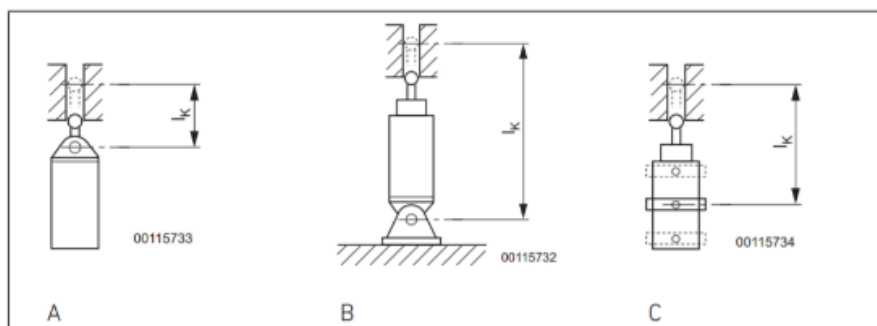
Kde: E Youngův modul pružnosti v tahu, E = 210 GPa

Protože je štíhlost pístní tyče větší než mezní hodnota štíhlosti, nastane před mezí pružnosti mez vzpěrné stability.

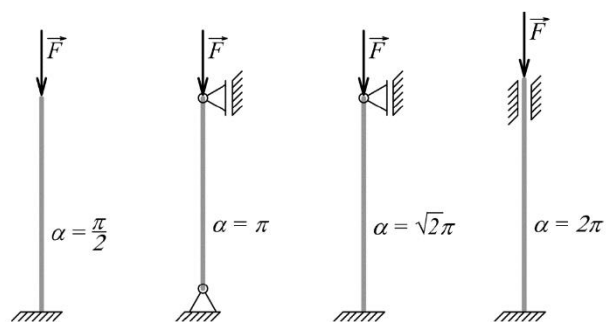
Kritická síla:

$$F_{kr} = \frac{\alpha_6^2 \cdot E \cdot J_6}{l_{k6}^2} = 318263,57N \quad (98)$$

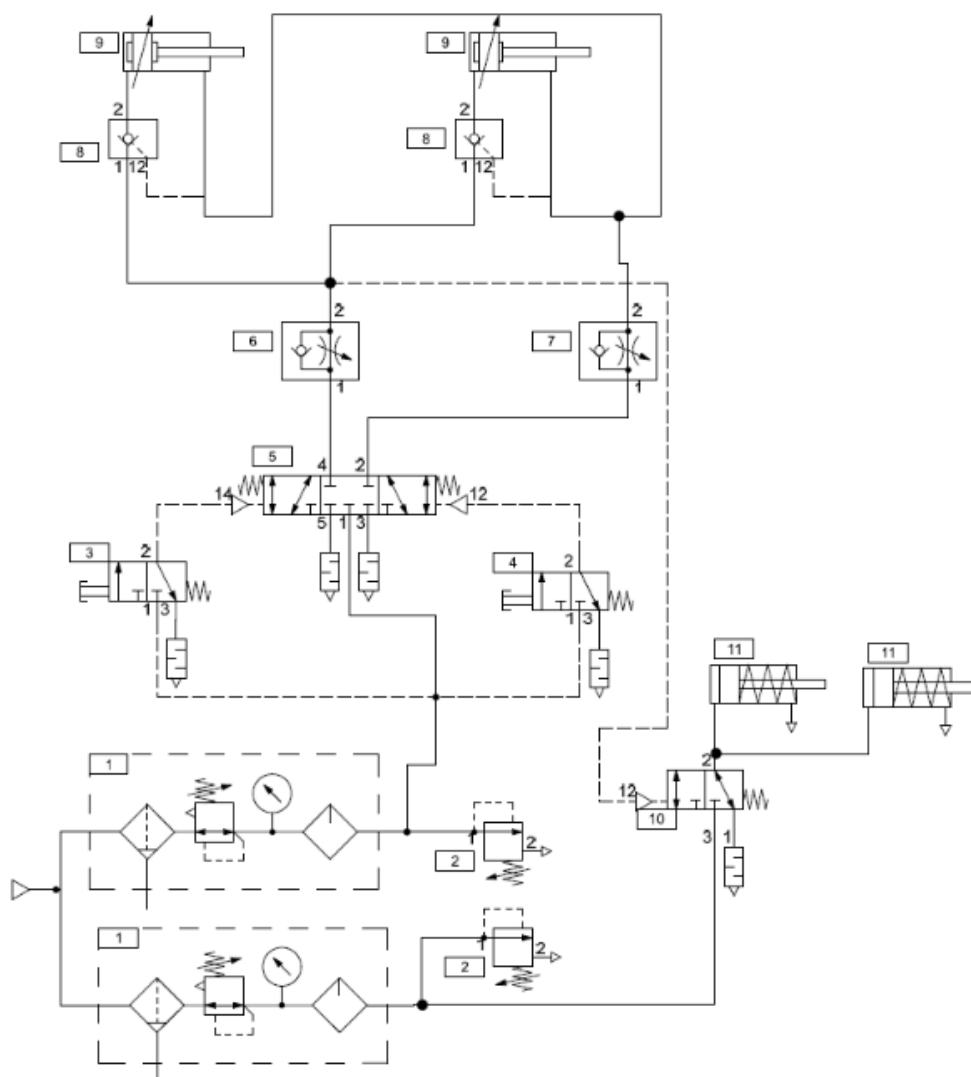
$$k_v = \frac{F_{kr}}{F_H} = 54,19 \quad (99)$$



Obr. 41 Obrázek k určení lk_6 [29]

Obr. 42 Obrázek k určení součinitele α [28]

3.10 ZAPOJENÍ PNEUMATICKÉHO OBVODU



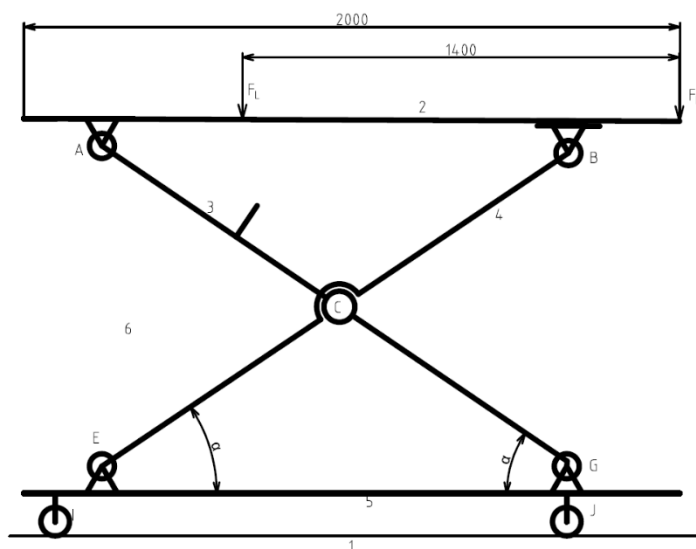
Obr. 43 Schéma zapojení pneumatického obvodu

- 1 Úprava stlačeného vzduchu – filtr s odlučovačem kondenzátu, regulátor tlaku, maznice
- 2 Pojistný ventil
- 3 Tlačítkový monostabilní 3/2 ventil ke spouštění zvedáku
- 4 Tlačítkový monostabilní 3/2 ventil ke zdvihu zvedáku
- 5 Pneumaticky ovládaný monostabilní 5/3 ventil
- 6 Škrťací ventil k regulaci rychlosti spouštění zvedáku
- 7 Škrťací ventil k regulaci rychlosti zdvihu zvedáku
- 8 Vzduchem ovládaný zpětný ventil
- 9 Dvojčinný pneumatický válec ke zdvihu/ spouštění zvedáku
- 10 Pneumaticky ovládaný monostabilní 3/2 ventil
- 11 Jednočinný pneumatický válec zachycovacího zařízení

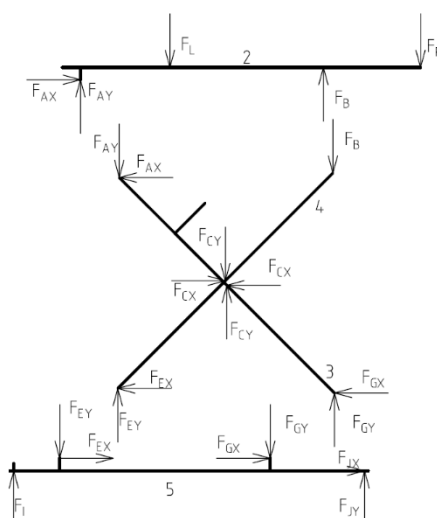
3.11 ZACHYCOVACÍ ZAŘÍZENÍ

Při ztrátě tlaku v okruhu pro zvedání válce změní 3/2 ventil č. 10 svoji polohu, tím dojde k vypuštění vzduchu z válců 11 zachycovacího zařízení, jejich klesnutí a spuštění zarážek mezi zuby.

Schéma a zatížení zvedáku se změní: Zmizí vazba D a vazba H. Z obecné vazby G se stane vazba rotační.



Obr. 44 Schéma zvedáku



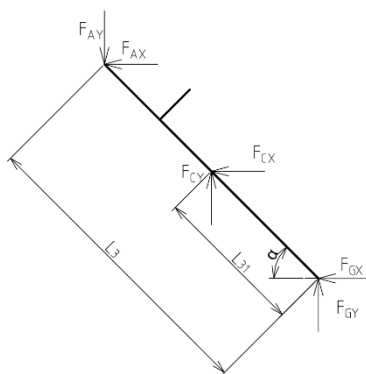
Obr. 45 Uvolnění soustavy při aktivním zachycovacím zařízení

Vznikne 12 neznámých sil. Pro 4 takto zatížená tělesa lze napsat 12 silových a momentových rovnic statické rovnováhy. Úloha je opět staticky určitá s nulovou pohyblivostí.

3.11.1 TĚLESO 2

Zatížení tělesa 2 se nijak nemění. Rovnice statické rovnováhy zůstávají stejné.

3.11.2 TĚLESO 3



Obr. 46 Schéma působících sil na těleso 3 a jeho rozměry při aktivním zachycovacím zařízení

$$\sum F_X = 0: -F_{AX} - F_{CX} - F_{GX} = 0 \quad (100)$$

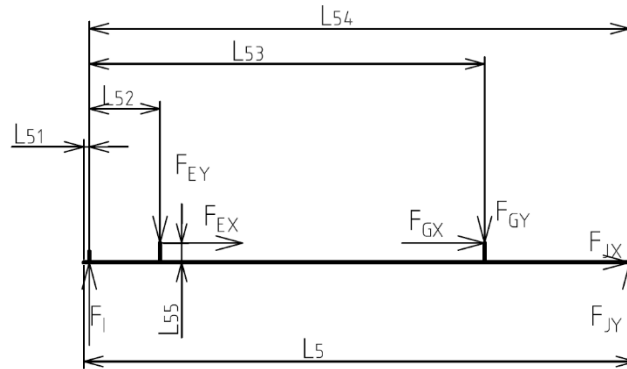
$$\sum F_Y = 0: -F_{AY} + F_{CY} + F_{GY} = 0 \quad (101)$$

$$\sum M_G = 0: -F_{CY} \cdot L_{31} \cdot \cos \alpha + F_{AY} \cdot L_3 \cdot \cos \alpha + F_{CX} \cdot L_{31} \cdot \sin \alpha + F_{AX} \cdot L_3 \cdot \sin \alpha = 0 \quad (102)$$

3.11.3 TĚLESO 4

Zatížení tělesa 4 také nezměněno, rovnice statické rovnováhy zůstávají stejné.

3.11.4 TĚLESO 5



Obr. 47 Schéma zatížení tělesa 5 a jeho rozměry při aktivním zachycovacím zařízení

$$\sum F_X = 0: F_{JX} + F_{EX} + F_{GX} = 0 \quad (103)$$

$$\sum F_Y = 0: F_I - F_{EY} - F_{GY} + F_{JY} = 0 \quad (104)$$

$$\sum M_I = 0: -F_{EY} \cdot L_{52} - F_{GY} \cdot L_{53} + F_{JY} \cdot L_{54} - F_{EX} \cdot L_{55} - F_{GX} \cdot L_{55} = 0 \quad (105)$$

3.11.5 VÝPOČET REAKČNÍCH SIL

Výpočet opět proveden maticovou metodou.

$$C := \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & L_{22} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -1 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ L_3 \cdot \sin(\alpha) & L_3 \cdot \cos(\alpha) & 0 & L_{31} \cdot \sin(\alpha) & -L_{31} \cdot \cos(\alpha) & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -L_4 \cdot \cos(\alpha) & -L_{41} \cdot \sin(\alpha) & -L_{41} \cdot \cos(\alpha) & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & -1 & 1 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -L_{55} & -L_{52} & -L_{55} & -L_{53} & 0 & 0 & L_{54} \end{bmatrix} \quad d := \begin{bmatrix} 0 \\ F_L + F_P \\ F_L \cdot L_{23} + F_P \cdot (L + L_{23}) \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

Obr. 48 Matice C a vektor d v programu Mathcad Prime 3.1

Tabulka 2 Hodnoty reakčních sil při aktivním zachycovacím zařízení

$F_L : F_P$	3:2		2:3	
α	6,3	31,21	6,3	31,21
F_{AX}	0,000	0,000	0,000	0,000
F_{AY}	1053,300	789,644	606,265	267,120
F_B	1644,450	1911,106	2091,485	2430,630
F_{CX}	-24435,914	-4452,761	-24435,914	-4452,761
F_{CY}	-591,150	-1124,462	-1485,220	-2163,510
F_{EX}	-24435,914	-4452,761	-24435,914	-4452,761
F_{EY}	1053,300	786,644	606,265	267,120
F_{GX}	24435,914	4452,761	24435,914	4452,761
F_{GY}	1644,450	1911,106	2091,485	2430,630
F_I	1120,494	1120,494	720,827	720,827
F_{JX}	0,000	0,000	0,000	0,000
F_{JY}	1577,256	1577,256	1976,923	1976,923
F_C	24443,063	4592,548	24481,008	4950,541
F_G	24491,184	4845,555	24525,256	5072,972
F_E	24458,604	4521,713	24443,433	4460,766

3.11.6 KONTROLA PEVNOSTNÍHO VÝPOČTU TĚLES

Se změnou hodnot reakčních sil vychází odlišně i hodnoty maximálních napětí těles.

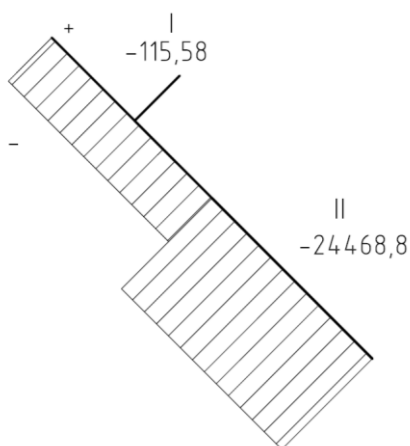
TĚLESO 2

Není potřeba kontrolovat. Síly ve všech polohách jsou stejné jako v předchozím výpočtu.

TĚLESO 3

Nejvyšší napětí v dolní poloze v poměru sil 3:2.

Normálová síla:

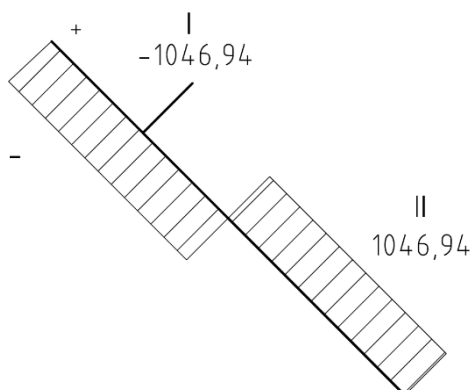


Obr. 49 Průběh normálové síly tělesa 3 při aktivním zachycovacím zařízení

$$N_{3I} = -F_{AY} \cdot \sin \alpha + F_{AX} \cdot \cos \alpha = -115,58 \text{ N} \quad (106)$$

$$N_{3II} = (-F_{AY} + F_{CY}) \cdot \sin \alpha + (F_{AX} + F_{CX}) \cdot \cos \alpha = -24468,8 \text{ N} \quad (107)$$

Posouvající síla:

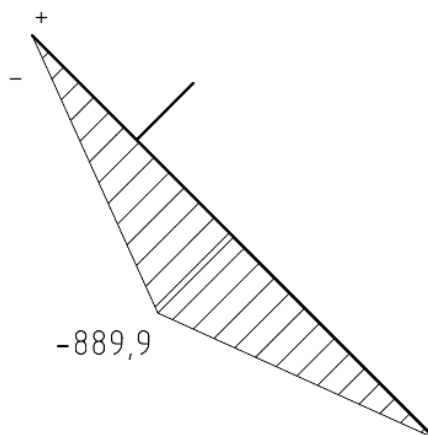


Obr. 50 Průběh posouvající síly tělesa 3 při aktivním zachycovacím zařízení

$$T_{3I} = -F_{AY} \cdot \cos \alpha - F_{AX} \cdot \sin \alpha = -1046,94 \text{ N} \quad (108)$$

$$T_{3II} = (-F_{AY} + F_{CY}) \cdot \cos \alpha + (-F_{AX} - F_{CX}) \cdot \sin \alpha = 1046,94 \text{ N} \quad (109)$$

Ohybový moment:



Obr. 51 Průběh ohybového momentu tělesa 3 při aktivním zachycovacím zařízení

$$M_{3A} = 0 \text{ Nm} \quad (110)$$

$$M_{3C} = -F_{AX} \cdot (L_3 - L_{31}) \cdot \sin \alpha - F_{AY} \cdot (L_3 - L_{31}) \cdot \cos \alpha = -889,9 \text{ Nm} \quad (111)$$

$$M_{3G} = 0 \text{ Nm} \quad (112)$$

Napětí:

$$\sigma_{3N} = \frac{N_{3II}}{S_3 - 2 \cdot D_3 \cdot T_3} = -31,74 \text{ MPa} \quad (113)$$

$$J_{3yp} = J_{3y} - 2 \cdot \left(\frac{T_3 \cdot D_3^3}{12} \right) = 786544 \text{ mm}^4 \quad (114)$$

$$\sigma_{3M} = \frac{M_{3C}}{J_{3yp}} \cdot \frac{H_3}{2} = -45,26 \text{ MPa} \quad (115)$$

$$\sigma_3 = |\sigma_{3N}| + |\sigma_{3M}| = 80 \text{ MPa} \quad (116)$$

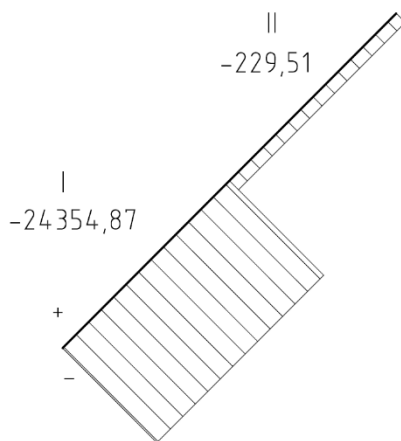
$$\sigma_3 \leq \sigma_D \quad (117)$$

$$80 \leq 157 \text{ MPa} \quad (118)$$

TĚLESO 4

Nejvyšší napětí v dolní poloze v poměru sil 2:3.

Normálová síla:

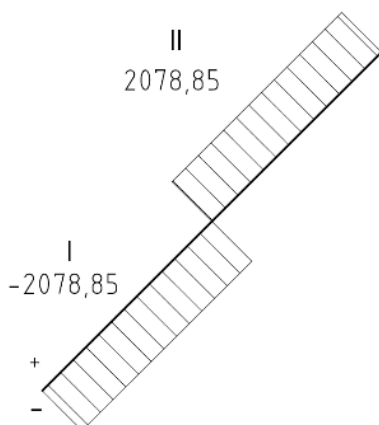


Obr. 52 Průběh normálové síly tělesa 4 při aktivním zachycovacím zařízení

$$N_{4I} = F_{EX} \cdot \cos \alpha - F_{EY} \cdot \sin \alpha = -24354,87 \text{ N} \quad (119)$$

$$N_{4II} = (F_{EX} - F_{CX}) \cdot \cos \alpha + (-F_{EY} + F_{CY}) \cdot \sin \alpha = -229,51 \text{ N} \quad (120)$$

Posouvající síla:

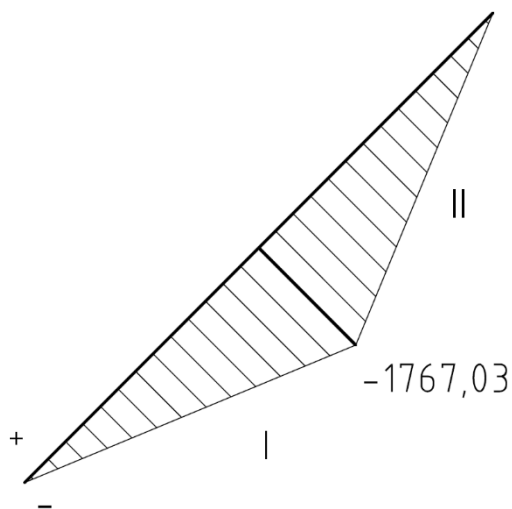


Obr. 53 Průběh posouvající síly tělesa 4 při aktivním zachycovacím zařízení

$$T_{4I} = F_{EX} \cdot \sin \alpha + F_{EY} \cdot \cos \alpha = -2078,85 \text{ N} \quad (121)$$

$$T_{4II} = (F_{EX} - F_{CX}) \cdot \sin \alpha + (F_{EY} - F_{CY}) \cdot \cos \alpha = 2078,85 \text{ N} \quad (122)$$

Ohybový moment:



Obr. 54 Průběh ohybového momentu tělesa 4 při aktivním zachycovacím zařízení

$$M_{4E} = 0 \text{ Nm} \quad (123)$$

$$M_{4C} = F_{EX} \cdot \sin \alpha \cdot L_{41} + F_{EY} \cdot \cos \alpha \cdot L_{41} = -1767,03 \text{ Nm} \quad (124)$$

$$M_{4B} = 0 \text{ Nm} \quad (125)$$

Napětí:

$$\sigma_{4N} = \frac{N_{4I}}{S_4 - 2 \cdot D_4 \cdot T_4} = -31,6 \text{ MPa} \quad (126)$$

$$J_{4yp} = J_{4y} - 2 \cdot \left(\frac{T_4 \cdot D_4^3}{12} \right) = 764280 \text{ mm}^4 \quad (127)$$

$$\sigma_{4M} = \frac{M_{4C}}{J_{4yp}} \cdot \frac{H_4}{2} = -89,86 \text{ MPa} \quad (128)$$

$$\sigma_4 = |\sigma_{4N}| + |\sigma_{4M}| = 121,45 \text{ MPa} \quad (129)$$

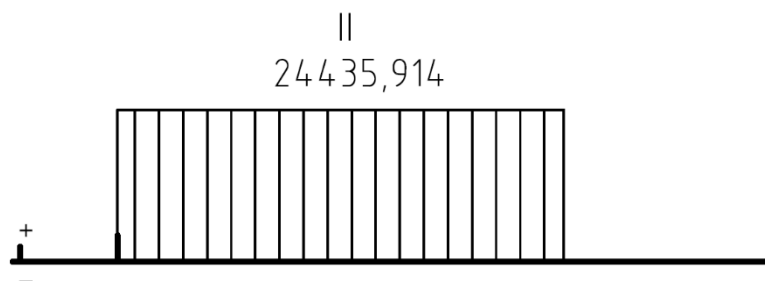
$$\sigma_4 \leq \sigma_D \quad (130)$$

$$121,45 \leq 157 \text{ MPa} \quad (131)$$

TĚLESO 5

Nejvyšší napětí v dolní poloze v poměru sil 2:3.

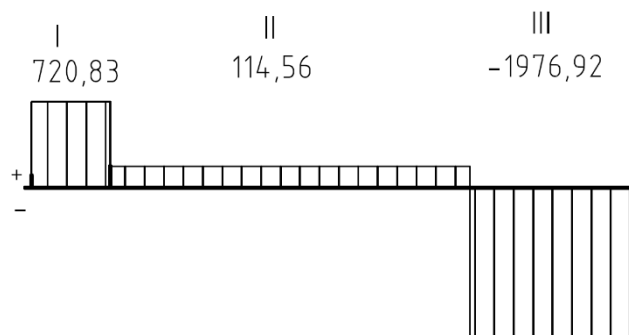
Normálová síla:



Obr. 55 Průběh normálové síly tělesa 5 při aktivním zachycovacím zařízení

$$N_{5II} = -F_{EX} = 24435,914 \text{ N} \quad (132)$$

Posouvající síla:



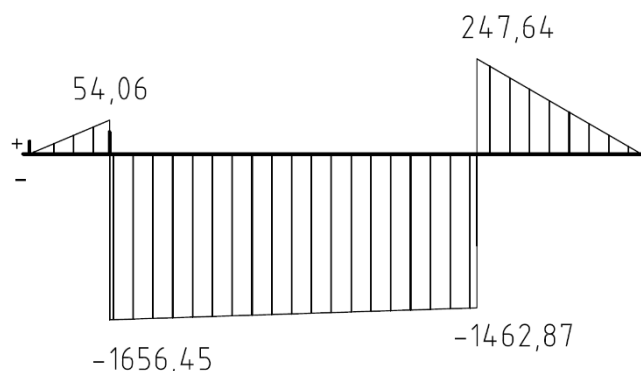
Obr. 56 Průběh posouvající síly tělesa 5 při aktivním zachycovacím zařízení

$$T_{5I} = F_I = 720,83 \text{ N} \quad (133)$$

$$T_{5II} = F_I - F_{EY} = 114,56 \text{ N} \quad (134)$$

$$T_{5III} = F_I - F_{EY} - F_{GY} = -1976,92 \text{ N} \quad (135)$$

Ohybový moment:



Obr. 57 Průběh ohybového momentu tělesa 5 při aktivním zachycovacím zařízení

$$M_{5E} = F_I \cdot L_{52} + F_{EX} \cdot L_{55} = -1656,45 \text{ Nm} \quad (136)$$

$$M_{5G} = F_I \cdot L_{53} - F_{EY} \cdot (L_{53} - L_{52}) + F_{EX} \cdot L_{55} + F_{GX} \cdot L_{55} = 247.64 \text{ Nm} \quad (137)$$

$$M_{5J} = 0 \text{ Nm} \quad (138)$$

Napětí:

$$\sigma_{5N} = \frac{N_{5II}}{S_5} = 24,08 \text{ MPa} \quad (139)$$

$$\sigma_{5M} = \frac{M_{5E}}{J_{5y}} \cdot \frac{H_5}{2} = -123,99 \text{ MPa} \quad (140)$$

$$\sigma_5 = |\sigma_{5N}| + |\sigma_{5M}| = 148,07 \text{ MPa} \quad (141)$$

$$\sigma_5 \leq \sigma_D \quad (142)$$

$$148,07 \leq 157 \text{ MPa} \quad (143)$$

3.12 NÁVRH ČEPŮ

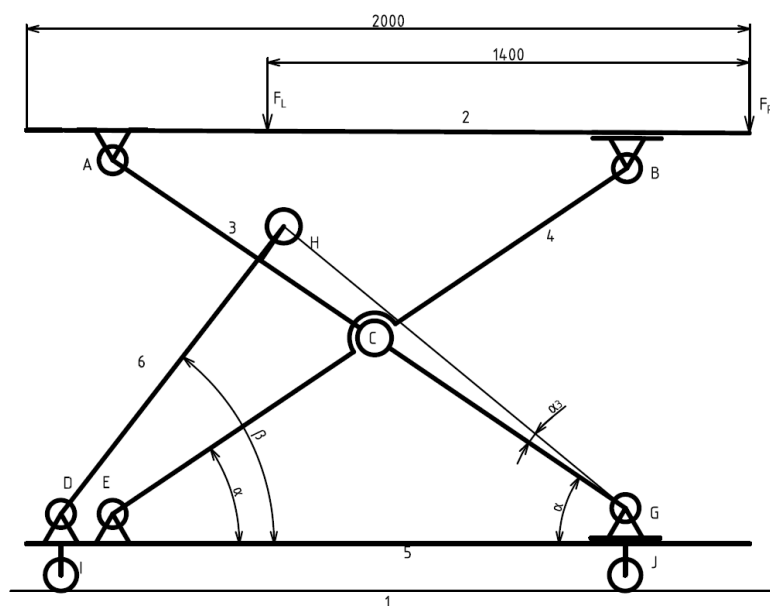
Pro čepy volen materiál S355JR. Pro tento materiál podle normy [21] platí:

$R_{e\sigma} = 237 \text{ MPa}$ Dovolené napětí v tahu

$R_{s\sigma} = 137 \text{ MPa}$ Dovolené napětí ve smyku

Čepy jsou kontrolovány na ohyb, střih a otlačení.[19]

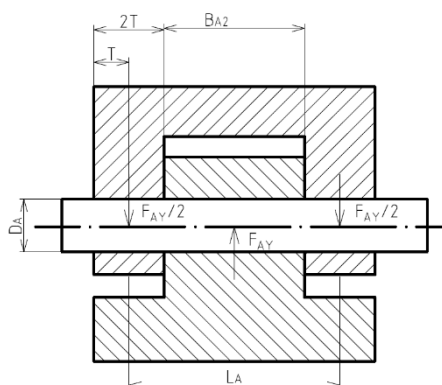
Abecední značení čepu odpovídá abecednímu značení vazby, ve které je čep uložen.



Obr. 58 Schéma zvedáku

3.12.1 ČEP A

Největší zatížení čepu A je v dolní pozici, nezávisle na aktivním/ neaktivním zachycovacím systému v poměru sil 3:2. Průměr čepu volen podle průměru čepu E, což umožní na ramenech použít stejný pant a čep.



Obr. 59 Uložení čepu A

$$D_A = 20 \text{ mm}$$

$$L_A = 30 \text{ mm}$$

$$B_{A2} = 20 \text{ mm}$$

Kontrola stříhu:

$$\tau_A = \frac{4 \cdot F_{AY}}{\pi \cdot D_A^2} = 3,35 \text{ MPa} \quad (144)$$

$$\tau_A \leq R_{s\check{c}} \quad (145)$$

$$3,35 \leq 137 \quad (146)$$

Kontrola otláčení:

$$p_A = \frac{F_{AY}}{B_{A2} \cdot D_A} = 2,63 \text{ MPa} \quad (147)$$

$$p_A \leq 1,5 \cdot R_{e\check{c}} \quad (148)$$

$$2,63 \leq 355 \quad (149)$$

Kontrola ohybu:

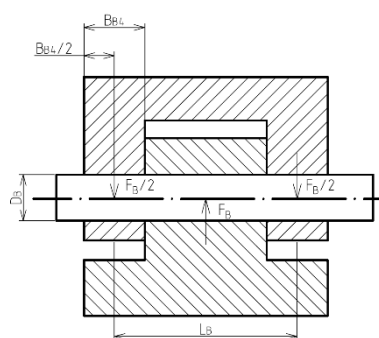
$$\sigma_A = \frac{32}{\pi \cdot D_A^3} \cdot \frac{F_{AY}}{2} \cdot \frac{L_A}{2} = 10,06 \text{ MPa} \quad (150)$$

$$\sigma_A \leq R_{e\check{c}} \quad (151)$$

$$10,06 \leq 237 \quad (152)$$

3.12.2 ČEP B

Největší zatížení čepu je v horní pozici v poměru sil 2:3, nezávisle na aktivním/ neaktivním zachycovacím systému. Průměr čepu je dán průměrem koupeného kolečka.[25]



Obr. 60 Uložení čepu B

$$D_B = 25 \text{ mm}, L_B = 80 \text{ mm}, B_{B4} = 20 \text{ mm}$$

Kontrola stříhu:

$$\tau_B = \frac{4 \cdot F_B}{\pi \cdot D_B^2} = 4,95 \text{ MPa} \quad (153)$$

$$\tau_B \leq R_{s\check{c}} \quad (154)$$

$$4,95 \leq 137 \quad (155)$$

Kontrola otlačení:

$$p_B = \frac{F_B}{2 \cdot B_{B4} \cdot D_B} = 2,44 \text{ MPa} \quad (156)$$

$$p_B \leq 1,5 \cdot R_{e\check{c}} \quad (157)$$

$$2,44 \leq 355 \quad (158)$$

Kontrola ohybu:

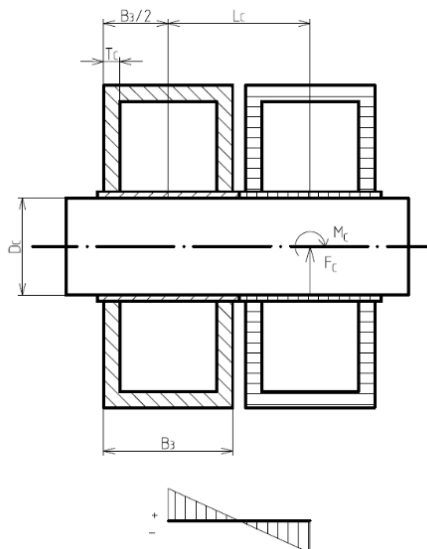
$$\sigma_B = \frac{32}{\pi \cdot D_B^3} \cdot \frac{F_B}{2} \cdot \frac{L_B}{2} = 15,85 \text{ MPa} \quad (159)$$

$$\sigma_B \leq R_{e\check{c}} \quad (160)$$

$$15,85 \leq 237 \quad (161)$$

3.12.3 ČEP C

Největší zatížení čepu C je v dolní poloze při poměru sil 2:3 s aktivním zachycovacím zařízením.



Obr. 61 Uložení čepu C + průběh ohybového momentu čepu C

$$D_c = 30 \text{ mm}$$

$$L_c = 44 \text{ mm}$$

$$T_c = 6 \text{ mm}$$

Kontrola stříhu:

$$\tau_c = \frac{4 \cdot F_c}{\pi \cdot D_c^2} = 34,63 \text{ MPa} \quad (162)$$

$$\tau_c \leq R_{s\check{c}} \quad (163)$$

$$34,63 \leq 137 \quad (164)$$

Kontrola otláčení:

$$p_c = \frac{F_c}{2 \cdot T_c \cdot D_c} = 68 \text{ MPa} \quad (165)$$

$$p_c \leq 1,5 \cdot R_{e\check{c}} \quad (166)$$

$$68 \leq 355 \quad (167)$$

Kontrola ohybu:

$$M_c = -F_c \cdot \frac{L_c}{2} = -538,58 Nm \quad (168)$$

$$\sigma_c = \frac{32 \cdot F_c \cdot L_c}{2 \cdot \pi \cdot D_c^3} = 203,18 MPa \quad (169)$$

$$\sigma_c \leq Re_{\check{c}} \quad (170)$$

$$203,18 \leq 237 \quad (171)$$

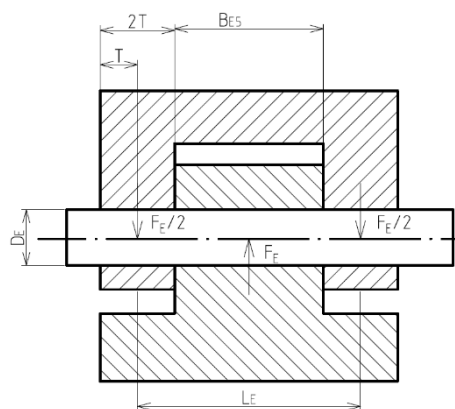
3.12.4 ČEP D

Uložení ve vazbě D se skládá z nakoupených dílů od výrobce pneumatického válce.

Díl uložení válce AT4 Aventics 1827001607.[26]

3.12.5 ČEP E

Největší zatížení čepu je v dolní pozici při aktivním zachycovacím zařízení a poměru sil 2:3.



Obr. 62 Uložení čepu E

$D_E = 20 \text{ mm}$, $L_E = 30 \text{ mm}$, $B_{E5} = 20 \text{ mm}$

Kontrola stříhu:

$$\tau_E = \frac{4 \cdot F_E}{\pi \cdot D_E^2} = 77,85 MPa \quad (172)$$

$$\tau_E \leq R_{S\check{c}} \quad (173)$$

$$77,85 \leq 137 \quad (174)$$

Kontrola otláčení:

$$p_E = \frac{F_E}{B_{E5} \cdot D_E} = 61,42 \text{ MPa} \quad (175)$$

$$p_E \leq 1,5 \cdot Re_{\chi} \quad (176)$$

$$61,42 \leq 355 \quad (177)$$

Kontrola ohybu:

$$\sigma_E = \frac{32}{\pi \cdot D_E^3} \cdot \frac{F_E}{2} \cdot \frac{L_E}{2} = 233,56 \text{ MPa} \quad (178)$$

$$\sigma_E \leq Re_{\chi} \quad (179)$$

$$233,56 \leq 237 \quad (180)$$

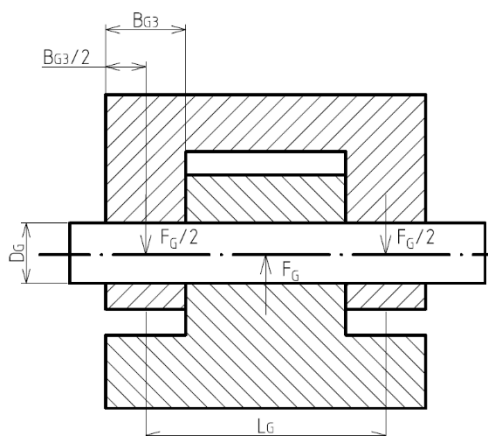
3.12.6 ČEP G

Průměr čepu je dán průměrem koupeného kolečka. Největší zatížení je v dolní pozici při aktivním zachycovacím zařízení a poměru sil 2:3.

Kvůli vysokému napětí v ohybu je čep vyroben z materiálu C55E s parametry (včetně započítání bezpečnosti 1,5 podle normy):[30]

$Re_G = 326 \text{ MPa}$ dovolené napětí v tahu čepu G

$R_{SG} = 188 \text{ MPa}$ dovolené napětí ve smyku čepu G



Obr. 63 Uložení čepu G

$$D_G = 25 \text{ mm}$$

$$L_G = 80 \text{ mm}$$

$$B_{G3} = 20 \text{ mm}$$

Kontrola stříhu:

$$\tau_G = \frac{4 \cdot F_G}{\pi \cdot D_G^2} = 49,96 \text{ MPa} \quad (181)$$

$$\tau_G \leq R_{S_G} \quad (182)$$

$$49,96 \leq 188 \quad (183)$$

Kontrola otláčení:

$$p_G = \frac{F_G}{2 \cdot B_{G3} \cdot D_G} = 24,53 \text{ MPa} \quad (184)$$

$$p_G \leq 1,5 \cdot R_{e_G} \quad (185)$$

$$24,53 \leq 490 \quad (186)$$

Kontrola ohybu:

$$\sigma_G = \frac{32}{\pi \cdot D_G^3} \cdot \frac{F_G}{2} \cdot \frac{L_G}{2} = 319,76 \text{ MPa} \quad (187)$$

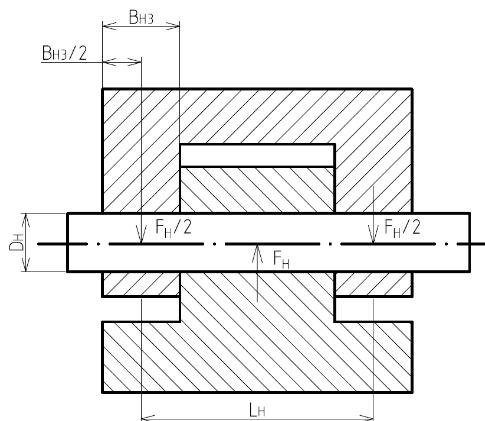
$$\sigma_G \leq R_{e_G} \quad (188)$$

$$319,76 \leq 326 \quad (189)$$

3.12.7 ČEP H

Čep k připojení pneumatického válce k ramenu. Průměr je dán průměrem přípojného oka pístu. Největší zatížení v dolní pozici v poměru sil 2:3 při neaktivním zachycovacím zařízení.

Přípojně oko AP6 Aventics 1822124008.[26]



Obr. 64 Uložení čepu H

$$D_H = 35 \text{ mm}$$

$$L_H = 58 \text{ mm}$$

$$B_{H3} = 15 \text{ mm}$$

Kontrola stříhu:

$$\tau_H = \frac{4 \cdot F_H}{\pi \cdot D_H^2} = 9,77 \text{ MPa} \quad (190)$$

$$\tau_H \leq R_{s\check{c}} \quad (191)$$

$$9,77 \leq 137 \quad (192)$$

Kontrola otlačení:

$$p_H = \frac{F_H}{2 \cdot D_H \cdot B_{H3}} = 8,96 \text{ MPa} \quad (193)$$

$$p_H \leq 1,5 \cdot R_{e\check{c}} \quad (194)$$

$$8,96 \leq 355 \quad (195)$$

Kontrola ohybu:

$$\sigma_H = \frac{32}{\pi \cdot D_H^3} \cdot \frac{F_H}{2} \cdot \frac{L_H}{2} = 32,39 \text{ MPa} \quad (196)$$

$$\sigma_H \leq Re_{\zeta} \quad (197)$$

$$32,39 \leq 237 \quad (198)$$

3.13 KONTROLA STABILITY

Pro mobilní zvedáky stanovuje norma[21] kontrolu stability. Pro zatížení typu A platí:

$$1,3 \cdot M_t \leq M_s \quad (199)$$

$$M_t = \frac{3}{5} \cdot \frac{1}{2} \cdot g \cdot (P + m_z) \cdot (L_5 - L_{51} - L_{54}) = 89,026 \text{ Nm} \quad (200)$$

$$M_s = \frac{2}{5} \cdot \frac{1}{2} \cdot g \cdot (P + m_z) \cdot (L - (L_5 - L_{51} - L_{54})) = 1451,39 \text{ Nm} \quad (201)$$

$$1,3 \cdot 89,026 \leq 1451,39 \quad (202)$$

$$115,733 \leq 1451,39 \quad (203)$$

Kde M_t klopný moment

M_s stabilizující moment

Podmínka stability je splněna.

ZÁVĚR

Cílem práce byl návrh dílenské plošiny pro pneumobil s pneumatickým zdvihem, který by bylo možné podle potřeby přemístit. Po vypracování řešerše podobných zařízení bylo úkolem práce navrhnout koncept zvedáku na základě zadaných parametrů. Další fází úkolu byl funkční výpočet rámu a zdvihového mechanismu, pevnostní výpočet, jimž se věnuje většina práce. Výpočet obsahuje definování zatížení zvedáku podle normy, návrh geometrie zvedáku, klasifikace členů a vazeb, kinematický rozbor ke zjištění pohyblivosti soustavy, statický rozbor, uvolnění sestavy a výpočet reakčních sil, pevnostní výpočet jednotlivých těles, výpočet čepů a návrh zachycovacího zařízení. Součástí práce je také volba vhodného pneumatického válce ke zdvihu zvedáku a návrh zapojení pneumatického obvodu. Konečným výstupem práce jsou výkres sestavy, výkresy podsestav a výkresy vybraných částí zvedáku. Vzhledem k vysoké výšce zvedáku v dolní poloze, způsobené především vysokými transportními kolečky a rozměry pneumatického válce bude nutné k nájezdu na zvedák použít nájezdovou rampu.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] *Příručka k výrobkům EdmoLift* [online]. Härnösand (SWE): EdmoLift AB, 2007-08-02 [cit.2019-10-26]. Dostupné z: http://www.zdvihservis.cz/85929_Manual_CZ_2011-11-24.pdf
- [2] [Jednonůžková plošina]. In: *Zdvihservis.cz* [online]. Praha: ZDVIH servis ©2013-2019 [cit.2019-10-26]. Dostupné z: <http://www.zdvihservis.cz/nase-reseni/nuzkove-plosiny/jednonuzkove-plosiny/tl-1000/51/>
- [3] [Dvounůžková plošina]. In: *Zdvihservis.cz* [online]. Praha: ZDVIH servis, ©2013-2019 [cit.2019-10-27]. Dostupné z: <http://www.zdvihservis.cz/nase-reseni/nuzkove-plosiny/dvounuzkove-plosiny/tld-1000/53/>
- [4] [Tandemové zdvihací plošiny TASH]. In: *Hanselifter.cz* [online]. Praha: LugeroCZ, ©2019 [cit.2019-11-27]. Dostupné z: <https://hanselifter.cz/produkt/tandemove-zdvihaci-plosiny-tasht/>
- [5] [Mobilní nůžkový hydraulický zvedací stůl]. In: *Pro-lift.cz* [online]. Dobřany: PRO-LIFT SOLUTIONS, ©2017 [cit.2019-10-26]. Dostupné z: <https://www.pro-lift.cz/96-mobilni-nuzkove-hydraulicke-zvedaci-stoly>
- [6] *Golemtech.cz*: Sloupové zvedáky. [online]. Praha: Golemtech © 2020 [cit.2020-02-03]. Dostupné z: <https://www.golemtech.cz/7-sloupove-zvedaky>
- [7] [Jednosloupový zvedák]. In: *Golemtech.cz* [online]. Praha: Golemtech, ©2020 [cit.2020-02-03]. Dostupné z: <https://www.golemtech.cz/sloupove-zvedaky/19-jednosloupovy-mobilni-zvedak-2500-kg.html>
- [8] [Dvousloupový zvedák STD-5145X]. In: *Pullotrade.cz* [online]. Nový Bor: © 2020 [cit.2020-02-03]. Dostupné z: <https://www.pullotrade.cz/dvousloupove/dvousloupovy-zvedak-4-5t-5145x-230v-nebo-400v/>
- [9] [Čtyřsloupový zvedák Ravaglioli 5t]. In: *Autokelly.cz* [online]. Praha: © 2020 [cit.2020-05-20]. Dostupné z: https://www.autokelly.cz/File//AKGV/891EF279-56C3-5185-8BAC-5F11F8814821_L.JPG
- [10] [Jednopístový zvedák Herrmann classic-lift 1.35 X]. In: *Cisar-autotechnika.cz* [online]. Starý Plzenec: © 2020 [cit.2020-06-01]. Dostupné z: <https://www.cisar-autotechnika.cz/produkty/produkt/herrman-classic-lift-1-35-x>
- [11] [Hydraulický zvedák pístový 15t]. In: *I-domacipotreby.cz* [online]. Brno: © 2019-2020 [cit.2020-06-01]. Dostupné z: https://www.i-domacipotreby.cz/hydraulicky-zvedak-pistovy-15-t.html?utm_source=ehub&utm_medium=affiliate&utm_campaign=affiliate_program
- [12] *Univer.cz* [online]. Turnov: 10-2019 [cit.2020-02-06]. Dostupné z: <https://www.univer.cz/dvoupistovy-zvedak-slif-duett-dv35-19kx30-3000-kg-2300-mm-id3095>

- [13] [Dvoupístový zvedák Ravaglioli RAV1125]. In: PROFO HK a. s. *Profo.cz* [online]. Hradec Králové: © 2012 [cit.2020-01-06]. Dostupné z: <http://www.profo.cz/ravaglioli-rav1125-878.html#description>
- [14] [Čtyřpístový zvedák VS SQUARE II 6.5 VAN]. In: MAHA Consulting s. r. o. *Maha.cz.cz* [online]. Praha: © 2010 – 2020 [cit.2020-02-06]. Dostupné z: <https://www.maha.cz.cz/cz/produkty/zvedaky/ctyripistove-zvedaky/vs-square-ii-6-5-van/>
- [15] Kolektiv SMC. *SMC training Stlačený vzduch a jeho využití*. 3. vydání, [b.r.], 344 stran
- [16] [Jednočinný válec]. In: *Encyklopediapoznania.sk* [online]. © 2013-2020 [cit.2020-05-06]. Dostupné z: <https://encyklopediapoznania.sk/clanok/7450/jednocinny-valec-pneumaticky>
- [17] *Hydraulicky – pist.cz* [online]. Dvůr Králové and Labem: CS Technika s.r.o., © 2020 [cit.2020-05-06]. Dostupné z: <http://www.hydraulicky-pist.cz/>
- [18] [Dvočinný hydraulický válec]. In: *Ama-zahrada.cz* [online]. Batňovice: © 2012 [cit.2020-05-06]. Dostupné z: <https://www.ama-zahrada.cz/standardni-dvoucinny-hydraulicky-valec-50-32-20-54739.html>
- [19] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš, ed. *Konstruování strojních součástí*. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTIMUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [20] [Pohybový šroub]. In: *Rasel.cz* [online]. Praha, © 2019 [cit.2020-06-20]. Dostupné z: <https://www.rasel.cz/mechanika-pohybovy-sroub-s-matici-tr8x8-p18341/>
- [21] ČSN EN 1493. *Zvedáky vozidel*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2010. Třídící znak 27 0809.
- [22] FLORIAN, Zdeněk, Emanuel ONDRÁČEK a Karel PŘIKRYL. *Mechanika těles: statika*. Vydání sedmé. V Akademickém nakladatelství CERM, s.r.o 2. vydání. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2007, 182 stran : černobílé ilustrace. ISBN 978-80-214-3440-0.
- [23] *Online.ferona.cz* [online]. Praha: © 2017 [cit.2020-03-05]. Dostupné z: <https://online.ferona.cz/detail/26056/profil-duty-svarovany-cerny-s-obdelnikovym-prurezem-en-10219-rozmer-100x40x4>
- [24] [Schéma profilu]. In: *Online.ferona.cz* [online]. Praha: Feron a.s. © 2017 [cit.2020-03-05]. Dostupné z: <https://online.ferona.cz/detail/26056/profil-duty-svarovany-cerny-s-obdelnikovym-prurezem-en-10219-rozmer-100x40x4>
- [25] *Dům – kolecek.cz* [online]. Grygov: © 2017-2020 [cit.2020-03-15]. Dostupné z: https://www.dum-kolecek.cz/b16-100_i1353
- [26] *Aventics.com* [online]. Praha: © 2019 [cit.2020-03-29]. Dostupné z: <https://www.aventics.com/cz/cs/pneumatics-shop/iso-15552-serie-its-pgr.265087>

- [27] [Pneumatický válec Aventics R480627411]. In: *Aventics.com* [online]. Praha: AVENTICS GmbH © 2019 [cit.2020-03-29]. Dostupné z: <https://www.aventics.com/cz/cs/pneumatics-shop/valec-zakotveni-iso-15552-serie-its-pro.789190>
- [28] VAVERKA, Jiří. *Vzpěr prutů* [rukopis]. [cca.2019]. Materiály ke cvičení Pružnost pevnost I.
- [29] [Obrázek k určení lk6]. In: *Aventics.com* [online]. Praha: AVENTICS GmbH © 2019 [cit.2020-03-29]. Dostupné z: https://www.aventics.com/uploads/mediadb/data/DOC/org/R412019128_2014-09-EN_TI-Katalog.PDF
- [30] SVOBODA, Pavel a Jan BRANDEJS. *Výběry z norem pro konstrukční cvičení*. Vyd. 5. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2013. ISBN 978-80-7204-838-0.
- [31] *Dům – kolecek.cz* [online]. Grygov: © 2017-2020 [cit.2020-03-15]. Dostupné z: https://www.dum-kolecek.cz/trasnpportni-kolo-n120-c10-101_i2536
- [32] *Dům – kolecek.cz* [online]. Grygov: © 2017-2020 [cit.2020-03-15]. Dostupné z: https://www.dum-kolecek.cz/trasnpportni-kolo-n110-c10-101_i2528
- [33] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 1. vyd. Úvaly: Albra, 2003. ISBN 8086490742.

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

ΣF_X [N]	Součet sil v ose X
ΣF_Y [N]	Součet sil v ose Y
ΣM_A [N·m]	Součet momentů k bodu A
ΣM_D [N·m]	Součet momentů k bodu D
ΣM_E [N·m]	Součet momentů k bodu E
ΣM_G [N·m]	Součet momentů k bodu G
ΣM_I [N·m]	Součet momentů k bodu I
A [m]	Matice určená z rovnic statické rovnováhy
b [m]	Vektor pravých stran
B_2 [mm]	Šířka profilu 2
B_3 [mm]	Šířka profilu 3
B_4 [mm]	Šířka profilu 4
B_5 [mm]	Šířka profilu 5
B_{A2} [mm]	Šířka tělesa 2 ve vazbě A
B_{B4} [mm]	Polovina šířky tělesa 4 ve vazbě B
B_{E5} [mm]	Šířky tělesa 5 ve vazbě E
B_{G3} [mm]	Polovina šířky tělesa 3 ve vazbě G
B_{H3} [mm]	Polovina šířky tělesa 3 ve vazbě H
C [m]	Matice určená z rovnic statické rovnováhy při aktivním zachycovacím zařízení
d [m]	Vektor pravých stran při aktivním zachycovacím zařízení
D [mm]	Průměr
D_3 [mm]	Průměr otvoru v profilu 3 v bodě C
D_4 [mm]	Průměr otvoru v profilu 4 v bodě C
D_5 [mm]	Průměr otvoru v profilu 5 v bodě G
D_6 [mm]	Průměr válce
d_6 [mm]	Průměr pístní tyče
D_{6min} [mm]	Minimální průměr válce
D_A [mm]	Průměr čepu A
D_B [mm]	Průměr čepu B
D_C [mm]	Průměr čepu C
D_E [mm]	Průměr čepu E
D_G [mm]	Průměr čepu G

D_H	[mm]	Průměr čepu H
E	[GPa]	Youngův modul pružnosti v tahu
F	[N]	Síla
F_{AX}	[N]	Síla působící ve vazbě A v ose X
F_{AY}	[N]	Síla působící ve vazbě A v ose Y
F_B	[N]	Síla působící ve vazbě B v ose Y
F_C	[N]	Síla působící ve vazbě C
F_{CX}	[N]	Síla působící ve vazbě C v ose X
F_{CY}	[N]	Síla působící ve vazbě C v ose Y
F_D	[N]	Síla působící ve vazbě D
F_{DX}	[N]	Síla působící ve vazbě D v ose X
F_{DY}	[N]	Síla působící ve vazbě D v ose Y
F_E	[N]	Síla působící ve vazbě E
F_{EX}	[N]	Síla působící ve vazbě E v ose X
F_{EY}	[N]	Síla působící ve vazbě E v ose Y
F_G	[N]	Síla působící ve vazbě G
F_{GX}	[N]	Síla působící ve vazbě G v ose X s aktivním zachycovacím zařízením
F_{GY}	[N]	Síla působící ve vazbě G v ose Y s aktivním zachycovacím zařízením
F_H	[N]	Síla působící ve vazbě H
F_{HX}	[N]	Síla působící ve vazbě H v ose X
F_{HY}	[N]	Síla působící ve vazbě H v ose Y
F_I	[N]	Síla působící ve vazbě I
F_{JX}	[N]	Síla působící ve vazbě J v ose X
F_{JY}	[N]	Síla působící ve vazbě J v ose Y
F_{kr}	[N]	Kritická síla
F_L	[N]	Levá zatěžující síla
F_P	[N]	Pravá zatěžující síla
g	[m·s ⁻²]	Tíhové zrychlení
H_2	[mm]	Výška profilu 2
H_3	[mm]	Výška profilu 3
H_4	[mm]	Výška profilu 4
H_5	[mm]	Výška profilu 5
i	[-]	Počet stupňů volnosti soustavy

i_v	[-]	Počet stupňů volnosti volného tělesa
J_{2y}	[mm ⁴]	Kvadratický moment k ose y profilu 3
J_{3y}	[mm ⁴]	Kvadratický moment k ose y profilu 3
J_{3yp}	[mm ⁴]	Kvadratický moment k ose y profilu 3 v bodě C
J_{4y}	[mm ⁴]	Kvadratický moment k ose y profilu 4
J_{4yp}	[mm ⁴]	Kvadratický moment k ose y profilu 4 v bodě C
J_{5y}	[mm ⁴]	Kvadratický moment k ose y profilu 5
J_{5yp}	[mm ⁴]	Kvadratický moment k ose y profilu 5 v bodě G
J_6	[mm ⁴]	Kvadratický moment písní tyče
k_v	[-]	Bezpečnost mezního stavu vzpěrné stability
L	[mm]	Vzdálenost mezi zatěžujícími silami
L_2	[mm]	Délka tělesa 2
L_{21}	[mm]	Vzdálenost vazby A od levého konce tělesa 2
L_{22}	[mm]	Vzdálenost mezi vazbou A a B na tělese 2
L_{23}	[mm]	Vzdálenost mezi vazbou A a silou F_L na tělese 2
L_{24}	[mm]	Vzdálenost vazby A od střednice tělesa 2
L_3	[mm]	Vzdálenost mezi vazbami A a G na tělese 3
L_{31}	[mm]	Vzdálenost mezi vazbami C a G na tělese 3
L_{32}	[mm]	Vzdálenost mezi vazbami G a H na tělese 3
L_{33}	[mm]	Vzdálenost mezi vazbami A a H na tělese 3
L_{34}	[mm]	Přímá vzdálenost mezi vazbami G a H na tělese 3
L_4	[mm]	Vzdálenost mezi vazbami B a E na tělese 4
L_{41}	[mm]	Vzdálenost mezi vazbami C a E na tělese 4
L_5	[mm]	Délka tělesa 5
L_{51}	[mm]	Vzdálenost od levého konce tělesa 5 a vazby D a I na tělese 5
L_{52}	[mm]	Vzdálenost mezi vazbami D a E na tělese 5
L_{53}	[mm]	Vzdálenost mezi vazbami D a G na tělese 5
L_{54}	[mm]	Vzdálenost mezi vazbami D a J na tělese 5
L_{55}	[mm]	Vzdálenost mezi střednicí tělesa 5 a vazbou E na tělese 5
L_{56}	[mm]	Vzdálenost mezi střednicí tělesa 5 a vazbou D na tělese 5
L_6	[mm]	Vzdálenost mezi vazbami D a H na tělese 6
L_{71}	[mm]	Rozměr k určení L_6
L_{72}	[mm]	Rozměr k určení L_6

L_A	[mm]	Výpočtová délka čepu A
L_B	[mm]	Výpočtová délka čepu B
L_C	[mm]	Výpočtová délka čepu C
L_E	[mm]	Výpočtová délka čepu E
L_G	[mm]	Výpočtová délka čepu G
L_H	[mm]	Výpočtová délka čepu H
lk_6	[mm]	Délka pro výpočet kritické síly
M_{2A}	[N·m]	Moment v bodě A tělesa 2
M_{2B}	[N·m]	Moment v bodě B tělesa 2
M_{2L}	[N·m]	Moment v bodě L tělesa 2
M_{2P}	[N·m]	Moment v bodě P tělesa 2
M_{3A}	[N·m]	Moment v bodě A tělesa 3
M_{3C}	[N·m]	Moment v bodě C tělesa 3
M_{3G}	[N·m]	Moment v bodě G tělesa 3
M_{3H}	[N·m]	Moment v bodě H tělesa 3
M_{4B}	[N·m]	Moment v bodě B tělesa 4
M_{4C}	[N·m]	Moment v bodě C tělesa 4
M_{4E}	[N·m]	Moment v bodě E tělesa 4
M_{5D}	[N·m]	Moment v bodě D tělesa 5
M_{5E}	[N·m]	Moment v bodě E tělesa 5
M_{5G}	[N·m]	Moment v bodě G tělesa 5
M_{5J}	[N·m]	Moment v bodě J tělesa 5
M_C	[N·m]	Moment čepu C
M_S	[N·m]	Stabilizující moment
M_t	[N·m]	Klopný moment
m_z	[kg]	Předpokládaná hmotnost zvedáku
n	[-]	Počet těles včetně základního
N_{3I}	[N]	Normálová síla tělesa 3 intervalu I
N_{3II}	[N]	Normálová síla tělesa 3 intervalu II
N_{3III}	[N]	Normálová síla tělesa 3 intervalu III
N_{4I}	[N]	Normálová síla tělesa 4 intervalu I
N_{4II}	[N]	Normálová síla tělesa 4 intervalu II
N_{5I}	[N]	Normálová síla tělesa 5 intervalu I

N_{5II}	[N]	Normálová síla tělesa 5 intervalu II
N_{6I}	[N]	Normálová síla tělesa 6 intervalu I
NP	[-]	Množina neznámých parametrů
P	[kg]	Jmenovitá nosnost
p	[MPa]	Tlak
p_A	[MPa]	Napětí otláčení čepu A
p_B	[MPa]	Napětí otláčení čepu B
p_C	[MPa]	Napětí otláčení čepu C
p_E	[MPa]	Napětí otláčení čepu E
p_G	[MPa]	Napětí otláčení čepu G
p_H	[MPa]	Napětí otláčení čepu H
Re_6	[MPa]	Dovolené napětí pístní tyče
Re_ε	[MPa]	Dovolené napětí v tahu
Re_G	[MPa]	Dovolené napětí v tahu čepu G
Rs_ε	[MPa]	Dovolené napětí ve smyku
Rs_G	[MPa]	Dovolené napětí ve smyku čepu G
S_3	[mm ²]	Plocha průřezu profilu 3
S_4	[mm ²]	Plocha průřezu profilu 4
S_5	[mm ²]	Plocha průřezu profilu 5
S_6	[mm ²]	Plocha průřezu pístní tyče
T_2	[mm]	Tloušťka profilu 2
T_{2I}	[N]	Posouvající síla tělesa 2 intervalu I
T_{2II}	[N]	Posouvající síla tělesa 2 intervalu II
T_{2III}	[N]	Posouvající síla tělesa 2 intervalu III
T_3	[mm]	Tloušťka profilu 3
T_{3I}	[N]	Posouvající síla tělesa 3 intervalu I
T_{3II}	[N]	Posouvající síla tělesa 3 intervalu II
T_{3III}	[N]	Posouvající síla tělesa 3 intervalu III
T_4	[mm]	Tloušťka profilu 4
T_{4I}	[N]	Posouvající síla tělesa 4 intervalu I
T_{4II}	[N]	Posouvající síla tělesa 4 intervalu II
T_5	[mm]	Tloušťka profilu 5
T_{5I}	[N]	Posouvající síla tělesa 5 intervalu I

T_{5II}	[N]	Posouvající síla tělesa 5 intervalu II
T_{5III}	[N]	Posouvající síla tělesa 5 intervalu III
T_C	[mm]	Tloušťka profilů 3 a 4 ve vazbě C
x	[N]	Vektor neznámých sil
α	[°]	Úhel mezi střednicemi těles 3 a 5 a zároveň mezi střednicemi 4 a 5
α_3	[°]	Úhel při vrcholu G trojúhelníku se stranami L_{32} , L_{33} , L_{34} na tělese 3
α_6	[-]	Konstanta k výpočtu kritické síly
α_7	[°]	Úhel k určení L_{72}
β	[°]	Úhel mezi střednicemi těles 5 a 6
η	[-]	Počet omezených deformačních parametrů
λ_6	[-]	Štíhlost pístní tyče
λ_M	[-]	Mezní hodnota štíhlosti
μ_F	[-]	Počet neznámých sil
μ_M	[-]	Počet neznámých momentů
ζ	[-]	Počet stupňů volnosti odebraných vazbou
π	[-]	Množina úplně zadaných silových prvků
π_R	[-]	Množina neúplně zadaných silových prvků
σ_2	[MPa]	Maximální ohybové napětí tělesa 2
σ_3	[MPa]	Maximální napětí tělesa 3
σ_{3M}	[MPa]	Ohybové napětí tělesa 3
σ_{3N}	[MPa]	Normálové napětí tělesa 3
σ_4	[MPa]	Maximální napětí tělesa 4
σ_{4M}	[MPa]	Ohybové napětí tělesa 4
σ_{4N}	[MPa]	Normálové napětí tělesa 4
σ_5	[MPa]	Maximální napětí tělesa 5
σ_{5M}	[MPa]	Ohybové napětí tělesa 5
σ_{5N}	[MPa]	Normálové napětí tělesa 5
σ_{6N}	[MPa]	Normálové napětí pístní tyče
σ_A	[MPa]	Ohybové napětí čepu A
σ_B	[MPa]	Ohybové napětí čepu B
σ_C	[MPa]	Ohybové napětí čepu C
σ_D	[MPa]	Normou stanovené dovolené napětí materiálu S235JRH
σ_E	[MPa]	Ohybové napětí čepu E

σ_G	[MPa]	Ohybové napětí čepu G
σ_H	[MPa]	Ohybové napětí čepu H
τ_A	[MPa]	Smykové napětí čepu A
τ_B	[MPa]	Smykové napětí čepu B
τ_C	[MPa]	Smykové napětí čepu C
τ_E	[MPa]	Smykové napětí čepu E
τ_G	[MPa]	Smykové napětí čepu G
τ_H	[MPa]	Smykové napětí čepu H
ν_F	[-]	Počet použitelných statických silových podmínek
ν_M	[-]	Počet použitelných statických momentových podmínek

SEZNAM PŘÍLOH

Výkres sestavy: 100_A0_1

Výkres podsestavy: 200_A0_1

300_A2_1

400_A2_1

500_A1_1

700_A1_1

Výkres dílů: 113_A3_1

114_A3_1

130_A3_1

206_A3_2

211_A3_2

402_A3_4

701_A3_7